UNIVERSITÄT HOHENHEIM

INSTITUT FÜR AGRARTECHNIK

IN DEN TROPEN UND SUBTROPEN

Forschungsvorhaben 0329759

Bundesministerium für Wirtschaft und Technologie (BMWi)

ENTWICKLUNG UND INDUSTRIELLE FERTIGUNG SOLARGESTÜTZTER TROCKNUNGSANLAGEN FÜR LAND- UND FORSTWIRTSCHAFTLICHE ERZEUGNISSE IN BRASILIEN

ABSCHLUSSBERICHT

Zeitraum: 1.3.97 – 30.6.00

Projektleiter:

Prof.Dr.-Ing. W. Mühlbauer

Sachbearbeiter:

Dr.sc.agr. M. Bux

Dipl. agr. biol. K. Bauer

Hohenheim, Dezember 2000

Berichtsblatt

1. ISBN oder ISSN	2. Berichtsart
geplant	Schlußbericht

3a. Titel des Berichts

Entwicklung und industrielle Fertigung solargestützter Trocknungsanlagen für land- und forstwirtschaftliche Erzeugnisse in Brasilien.

3b. Titel der Publikation

1. Secagem solar de madeira em escala industrial. 2. Solar-assisted drying of timber in industrial scale. 3. Weitere Veröffentlichungen siehe Anhang Abschlußbericht.

4a. Autoren des Berichts (Name, Vorname(n))

Bux, Markus; Bauer, Konrad; Mühlbauer, Werner.

4b. Autoren der Publikation (Name, Vorname(n))

Bux, Markus; Bauer, Konrad; Mühlbauer, Werner;
Rodriguez, Augusto; Köhler, Bernd;...

8. Durchführende Institution(en) (Name, Adresse)

Universität Hohenheim,
Institut für Agrartechnik in den Tropen und Subtropen (495),
Garbenstraße 9,
70599 Stuttgart

13. Fördernde Institution (Name, Adresse)

Bundesministerium für Bildung, Wissenschaft, Forschung und Technologie (BMBF)

53170 Bonn

5. Abschlußdatum des Vorhabens	Juni 2000
6. Veröffentlichungsdatum	Juni 1999, Juli 2000,...
7. Form der Publikation	Zeitschrift, Tagungsband, ..
9. Ber.Nr. Durchführende Insitution	BMBF-IF
10. Förderkennzeichen *)	0329759
11a. Seitenzahl Bericht	232
11b. Seitenzahl Publikation	5, 15,..
12. Literaturangaben	89
14. Tabellen	24
15. Abbildungen	78

16. Zusätzliche Angaben

17. Vorgelegt bei (Titel, Ort, Datum)

18. Kurzfassung

Bisher sind auf dem brasilianischen Markt für viele wichtige Agrar- und Forstprodukte keine geeigneten Trocknungstechniken vorhanden, was zu hohen Qualitätseinbußen und Nachernteverlusten führt. Ziel des Vorhabens war deshalb die Entwicklung und industrielle Fertigung einer ökonomisch und energetisch angepaßten Trocknungsanlage für den brasilianischen Markt. Zur Demonstration wurden mehrere solargestützte Trocknungsanlagen für Agrar- und Forstprodukte wie Schnittholz, Medizinalpflanzen und Maniok gebaut und wissenschaftlich untersucht. Dabei konnte im Vergleich zu konventionellen Trocknungsanlagen eine erhebliche Verringerung der Investitionskosten sowie des thermischen und elektrischen Energiebedarfes nachgewiesen werden. Im Vergleich zu traditionellen Sonnen- bzw. Freilandtrocknungsverfahren konnte eine erhebliche Verbesserung der Produktqualität erzielt werden. Bei der Trocknung von Schnittholz beispielsweise konnten die Trocknungskosten sowie der Energiebedarf um mehr als 50 % reduziert werden. Mit einer jährlichen Trocknungskapazität von 35 000 m³ Holz wurde im Rahmen des Vorhabens zusammen mit Industriepartnern zudem die größte solargestützte Trocknungsanlage der Welt gebaut. Eine Serienfertigung wurde initiiert.

19. Schlagwörter

Solartrockner, Eukalyptus, Schnittholz, Medizinalpflanzen, Biomasseofen, Simulation, Brasilien

20. Verlag

21. Preis

*) Auf das Förderkennzeichen des BMBF soll auch in der Veröffentlichung hingewiesen werden.

Document Control Sheet

1. ISBN or ISSN planed	2. Type of Report Final Report

3a. Report Title

Development and industrial series production of solar assisted drying plants for agricultural and forestal products in Brazil.

3b. Title of Publication

1. Secagem solar de madeira em escala industrial. 2.Solar-assisted drying of timber in industrial scale. 3. For more publications see appendix of the final report.

4a. Author(s) of the Report (Family Name, First Name(s))

Bux, Markus; Bauer, Konrad; Mühlbauer, Werner

4b. Author(s) of the Publication (Family Name, First Name(s))

Bux, Markus; Bauer, Konrad; Mühlbauer, Werner; Rodriguez, Augusto; Köhler, Bernd;...

8. Performing Organization(s) (Name, Address)

Universität Hohenheim,
Institut für Agrartechnik in den Tropen und Subtropen (495),
Garbenstraße 9,
70599 Stuttgart

13. Sponsoring Agency (Name, Address)

Bundesministerium für Bildung, Wissenschaft, Forschung und Technologie (BMBF)

53170 Bonn

5.End of Project	June 2000
6. Publication Date	June 1999, July 2000,...
7. Form of Publication	Journals, Proceedings,...
9. Originator's Report No.	BMBF-IF
10. Reference No.	0329759
11a. No. of Pages Report	232
11b. No. of Pages Publication	5, 15,..
12. No. of References	89
14. No. of Tables	24
15. No. of Figures	78

16. Supplementary Notes

17. Presented at (Title, Place, Date)

18. Abstract

For many agricultural and forestry products do not exist any adequate drying technologies in the Brazilian market so far. This leads to high quality and postharvest losses. Therfore, the aim of the project was the development and industrial production of an economicaly and energeticaly adapted drying plant for the Brazilian market. For demonstration purposes various solar-assisted drying plants for agricultural and forestproducts like timber, medicinal plants and manioc were installed and scientifically analysed. The results showed a significant reduction of the investment costs and the thermal and electrical energy consumption compared to conventional dryers. At the same time the product quality was significantly improved compared to traditional sun and open-air drying. In the case of timber for example the drying costs and the energy consumption were reduced by more than 50 %. Due to the very positive results, the industrial partners installed the worlds largest solar-assisted drying plant for timber with a total drying capacity of 35 000 m³ of timber per year. Beside that an industrial production of the drying plant was initiated.

19.Keywords

solar dryer, eucalypt, timber, medicinal plants, biomass furnance, simulation, Brazil

20. Publisher	21. Price

1. EINLEITUNG 11

2. INDUSTRIELLE TROCKNUNG VON SCHNITTHOLZ MIT SOLARENERGIE 15

2.1. Einleitung 15

2.2. Grundlagen der Schnittholztrocknung 19

2.2.1. Biologische Eigenschaften von Holz 19

2.2.1.1. Anatomischer Bau von Holz 19

2.2.1.2. Holzdichte 20

2.2.1.3. Holzfeuchte 22

2.2.1.4. Holzfeuchtegleichgewicht 23

2.2.1.5. Schwinden und Quellen von Holz 25

2.2.2. Einfluß der trocknungsklimatischen Parameter 27

2.2.2.1. Temperatur 27

2.2.2.2. Relative Feuchte 28

2.2.2.3. Luftgeschwindigkeit 29

2.2.3. Trocknungsführung 30

2.2.3.1. Stapeln des Holzes 30

2.2.3.2. Trocknungsphasen 31

2.2.3.3. Trocknungsdauer 32

2.2.4. Energiebedarf bei der Holztrocknung 34

2.2.5. Trocknungsqualität 35

2.2.5.1. Formänderungen 36

2.2.5.2. Risse 37

2.2.5.3. Zellkollaps 38

2.2.5.4. Holzfeuchte 38

2.2.5.5. Verschalung 41

2.2.5.6. Verfärbungen 42

2.2.5.7. Qualitätsklassifizierung 43

2.3. Literaturüberblick über die bekannten Trocknungsverfahren für Schnittholz 46

2.3.1. Freilufttrocknung 46

2.3.2. Vortrockner 47

2.3.3. Konventionelle Trockner 47

2.3.3.1. Frischluft-Ablufttrockner 47
2.3.3.1.1. Niedertemperaturtrocknung.....50
2.3.3.1.2. Hochtemperaturtrocknung.....50
2.3.3.1.3. Normaltemperaturtrocknung 50
2.3.3.2. Kondensationstrockner.....51
2.3.3.3. Vakuumtrockner.....53
2.3.3.3.1. Kontinuierliches Verfahren 53
2.3.3.3.2. Diskontinuierliches Verfahren.....54
2.3.4. Solartrockner 56
2.3.4.1. Gewächshaustrockner.....57
2.3.4.2. Trockner mit separaten Kollektoren.....59
2.3.5. Aktuelle Forschungsvorhaben 61
2.4. Beschreibung der im Rahmen des Vorhabens getrockneten Holzart *Eucalyptus grandis*.....68
2.4.1. Forstwirtschaftliche Bedeutung von Eukalyptus.....68
2.4.2. Spezifische Eigenschaften von Eukalyptus 68
2.4.3. Verwendetes Rohmaterial.....70
2.5. Beschreibung der neuentwickelten solaren Trocknungsanlage.....71
2.5.1. Struktur und Aufbau 71
2.5.1.1. Abmessungen und Baumaterialien 71
2.5.1.2. Transparente Eindeckung 73
2.5.2. Komponenten der solaren Trocknungsanlage 74
2.5.2.1. Heizungssystem.....74
2.5.2.1.1. Solarkollektor 74
2.5.2.1.2. Wärmetauscher 74
2.5.2.2. Elektrische Antriebssysteme 75
2.5.2.2.1. Ventilatoren 75
2.5.2.2.2. Pumpen.....76
2.5.2.2.3. Stellmotor für Lüftungsklappe 76
2.5.2.2.4. Schaltschrank.....76
2.5.2.3. Befeuchtersystem 76
2.5.3. Regelung.....77
2.5.4. Trocknung in der solaren Trocknungsanlage 78

2.5.4.1. Beschreibung des Trocknungsprozesses 78
2.5.4.2. Beschreibung des Trocknungsregimes 80
2.5.4.3. Datenerfassung 83
2.6. Ergebnisse der Trocknung von *E.grandis* in Brasilien 86
2.6.1. Freilandtrocknung 86
2.6.2. Trocknung von Eukalyptus im Solartrockner 88
2.6.2.1.1. Trocknungskurven 88
2.6.2.1.2. Energiebedarf 92
2.6.2.1.3. Holzqualität 93
2.6.2.1.3.1. Formänderungen 94
2.6.2.1.3.2. Risse 95
2.6.2.1.3.3. Zellkollaps 95
2.6.2.1.3.4. Holzfeuchte 95
2.6.2.1.3.5. Verschalung 96
2.6.2.1.3.6. Verfärbungen 96
2.7. Strömungstechnische Untersuchung der solaren Trocknungsanlage 97
2.8. Simulation der solaren Trocknungsanlage 100
2.8.1. Energie- und Stoffbilanzen 100
2.8.2. Die Simulationssoftware „TRNSYS“ 101
2.8.2.1. Allgemein 101
2.8.2.2. Gebäudesimulation 102
2.8.2.3. Simulationsmethodik 103
2.8.2.4. Grenzen der Simulation mit TRNSYS 104
2.8.3. Beschreibung des erstellten Simulationsprogramms 104
2.8.4. Allgemein 104
2.8.5. Prinzip der ersten Programmversion 105
2.8.6. Aktuelle Programmversion 106
2.8.6.1. Prinzip 106
2.8.6.2. Aufbau des Type56 109
2.8.6.2.1. Zonenaufteilung 109
2.8.6.2.2. „Layer“ , „Walls“, „Orientations“ 111
2.8.6.2.3. Wärme- und Feuchtelasten, „Gains“ 113

2.8.6.2.4. Gewährleisten des Sollklimas durch „Heating“ und „Cooling“ 113
2.8.6.2.5. Verknüpfung der Zonen durch „Couplings“ 114
2.8.6.2.6. Definition der Zonen 114
2.8.6.2.7. Ein- und Ausgaben, „Inputs“ und „Outputs“ 115
2.8.6.3. Aufbau des TRNSYS Steuerfiles 115
2.8.6.3.1. Verknüpfte Dateien 116
2.8.6.3.2. Simulationsparameter 117
2.8.6.3.3. Variablen und Berechnungsgleichungen 118
2.8.6.3.4. Eingabedateien 119
2.8.6.3.4.1. Unit 9 119
2.8.6.3.4.2. Unit 10 120
2.8.6.3.4.3. Unit 11 120
2.8.6.3.5. BID, Type 56 121
2.8.6.3.6. Integration 122
2.8.6.3.7. Bildschirmausgabe 123
2.8.6.3.8. Ausgabedateien 124
2.8.7. Ergebnisse der ersten Testsimulationen 125
2.8.8. Probleme, Schwachpunkte und Verbesserungsmöglichkeiten 129
2.8.9. Zusammenfassung 130
2.9. Ökonomische Beurteilung der solaren Trocknungsanlage 132
2.9.1. Anschaffungskosten 132
2.9.2. Trocknungskosten 134
2.10. Zusammenfassung 135

3. ANPASSUNG DER SOLARGESTÜTZTEN TROCKNUNGSANLAGE FÜR WEITERE PRODUKTE WIE MEDIZINALPFLANZEN, MANIOK UND KAFFEE 137
3.1. Einleitung 137
3.2. Kaffeetrocknung in Minas Gerais 138
3.3. Medizinalpflanzen 139
3.4. Beschreibung der solaren Trocknungsanlage 140
3.4.1. Struktur und Aufbau 140
3.4.1.1. Abmessungen und Baumaterialien 140

3.4.1.2. Trocknungsboxen 141
3.4.1.3. Heizungssystem 142
3.4.1.3.1. Solarkollektor 143
3.4.1.3.2. Wärmetauscher 143
3.4.1.4. Elektrische Antriebssysteme 144
3.4.1.4.1. Ventilatoren 144
3.4.1.4.2. Pumpen 144
3.4.1.4.3. Lüftungsklappe 144
3.4.1.4.4. Heizungs-Saugzugventilator 144
3.5. Regelung 145
3.6. Trocknung in der solaren Trocknungsanlage 145
3.6.1. Trocknungsregime 145
3.6.2. Bisherige Ergebnisse 147

4. ENTWICKLUNG UND OPTIMIERUNG EINES BIOMASSEOFENS FÜR SOLARGESTÜTZTE TROCKNUNGSANLAGEN 149
4.1. Grundlagen für die Verbrennung von Holz 151
4.1.1. Heizwert von Holz 152
4.1.2. Kinetik der Holzverbrennung 152
4.1.2.1. Verbrennungsreaktionen 153
4.1.3. Voraussetzung für eine optimale Verbrennung 155
4.1.4. Feuerungsverfahren handbeschickter Anlagen 156
4.2. Aufbau des Heizungssystems 161
4.2.1. Wärmeerzeuger 161
4.2.2. Wärmepuffer 164
4.2.3. Wärmeübertrager 164
4.3. Methoden 166
4.3.1. Funktionsschema und Meßstellenplan des Heizungssystems 167
4.3.2. Temperaturmessung 168
4.3.3. Rauchgasanalyse 168
4.3.4. Wassermassenstrom 168
4.3.5. Wassergehalt des Holzes 169
4.3.6. Heizwert H_u 169

4.3.7. Verbrennungsluftmenge 170
4.3.7.1. Abschätzung der zugeführten Verbrennungsluftmenge anhand von Meßwerten 170
4.3.8. Luftüberschußzahl λ 172
4.3.9. Abgasvolumen 172
4.3.10. Nutzwärmeströme 172
4.3.11. Wärmeverluste durch Ofen- und Wärmepuffer - Oberfläche 173
4.3.11.1. Wärmeverlust durch freie Konvektion 174
4.3.11.2. Wärmeverlust durch vertikale Flächen 176
4.3.11.3. Wärmeverlust durch horizontale Flächen 178
4.3.11.4. Berechnung des Wärmeverlustes durch Strahlung 179
4.3.12. Leistungsverlust durch die Abgase 181
4.3.12.1. Wärmeverlust durch freie Wärme der Abgase 181
4.3.12.2. Wärmeverlust durch unvollkommene Verbrennung 183
4.3.13. Kesselwirkungsgrad 183
4.3.14. Gesamtwirkungsgrad 184
4.4. Inbetriebnahme und durchgeführte Optimierungsmaßnahmen 185
4.4.1. Inbetriebnahme der Heizungsanlage 185
4.4.2. Durchgeführte Optimierungsmaßnahmen 185
4.4.2.1. Ofen 185
4.5. Betriebsverhalten des Ofens 189
4.5.1. Vollastbetrieb 189
4.5.1.1. Manuelle Regelung 190
4.5.1.2. Automatische Regelung 195
4.5.2. Betriebsverhalten bei Teillastbetrieb 200
4.5.3. Beurteilung der Ergebnisse 210
4.6. Zusammenfassung 217
4.7. Stand der Arbeiten und Ausblick 218
5. ZUSAMMENFASSUNG 220
6. LITERATURVERZEICHNIS 224
7. ANHANG 233

Formelzeichen

A	m^2	Fläche
B	m	Breite
C_{12}	-	Strahlungsaustauschzahl
D	m	Durchmesser
E	kJ	Exergie
H_u	kJ/kg	unterer Heizwert
L	m	Länge
L_{min}	m^3/kg	Mindestluftbedarf
P	W	Leistung
Pr	-	Prandtl-Zahl
$\dot{Q}$	kW	Wärmestrom
T	K	absolute Temperatur
T_∞	K	Umgebungstemperatur
T_m	K	thermodynamischer Mittelwert der Temperatur
U	%	Feuchtegehalt des Holzes
V	m^3	Volumen
$\dot{V}$	m^3/s	Volumenstrom
U	%	Gutfeuchte
c	kJ/kg K	Wärmekapazität
d	mm	Durchmesser
d_n	m	Dicke der jeweiligen Schicht eines Bauteiles
$e_E - e_A$	kJ/kg	spezifische Exergiedifferenz zwischen Ein- und Austrittszustand
$e_1 - e_2$	kJ/kg	spezifische Exergiedifferenz zwischen Zustand 1 und 2
x	kg/m^3	absolute Feuchte der Luft
$f_{1\,(Pr)}$	-	Funktion berücksichtigt Prandtl-Zahl bei freier Konvektion an vertikalen Flächen
$f_{2\,(Pr)}$	-	Funktion berücksichtigt Prandtl-Zahl bei freier Konvektion an horizontalen Flächen

g	m/s^2	Erdbeschleunigung
h	m	Höhe
$h_E - h_A$	kJ/kg	spezifische Enthalpiedifferenz zwischen Ein- und Austrittszustand
k	W/m^2K	Wärmedurchgangszahl
l	m	Anströmlänge
m	kg	Masse
m_{Ts}	g	Gewicht der Holzprobe im wasserfreien Zustand
m_W	g	Gewicht des Wassers
$\dot{m}$	kg/s	Massenstrom
p	hPa	Druck
q	kJ/kg	spezifische Wärme
q_A	-	Wärmeverlust durch freie Wärme der Rauchgase
q_S	-	Wärmeverlust durch freie Wärme der Kesseloberfläche
q_u	-	Wärmeverlust durch unvollkommene Verbrennung
$s_1 - s_2$	kJ/kg K	spezifische Entrophiedifferenz zwischen Zustand 1 und 2
t	s	Zeit
V	m/s	Geschwindigkeit
w	m/s	Luftgeschwindigkeit
Δ	-	Differenz
Σ	-	Summe
α	W/m^2K	Wärmeübergangskoeffizient
α_i	W/m^2K	Wärmeübergangskoeffizient zwischen Innenluft und innerer Bauteiloberfläche
α_a	W/m^2K	Wärmeübergangszahl zwischen Außenluft und äußerer Bauteiloberfläche
α_t		Beiwert der Holztrocknung

β	1/K	thermischer Ausdehnungskoeffizient
β_l	%	Schwindmaß, longitudinal
β_r	%	Schwindmaß, radial
β_t	%	Schwindmaß, tangential
ε	-	Emissionsverhältnisse
η	%	Gesamtwirkungsgrad
η_K	%	Kesselwirkungsgrad
ϑ	°C	Temperatur
ϑ_∞	°C	Umgebungstemperatur
λ	W/mK	Wärmeleitfähigkeit
λ	-	Luftüberschußzahl
ν	m^2/s	kinematische Viskosität
ρ	kg/m^3	Dichte
σ	W/m^2K^4	Konstante
φ	%	relative Feuchte der Luft

Indizes

A	Ausgang, Abgas
D	Dampf
E	Eingang
H	Holz
H_2O	Wasser
K	Kessel
L	Luft
O	Oberfläche
Ofen ein	Ofeneingang
Ofen aus	Ofenausgang
P	Primärluft
S	Sekundärluft
WT ein	Wärmeübertragereingang
WT aus	Wärmeübertragerausgang

U	Umgebung
f	feucht
f	fester Bestandteil (in Verbindung mit den Elementen C, O, H, N, S, Cl)
m	Mittelwert
min	Minimalwert
p	isobar
u	Gebläsespannung
tr	trocken
wf	wasserfrei

Dimensionslose Kennzahl	**Abkürzung**	**Bezeichnung**
Grashof-Zahl	Gr	$Gr = \frac{g \cdot l^3}{\nu} \beta \Delta \vartheta$
Nußelt-Zahl	Nu	$Nu = \frac{\alpha \cdot l}{\lambda}$
Rayleigh-Zahl	Ra	$Ra = Gr \cdot Pr$
Reynolds-Zahl	Re	$Re = \frac{v \cdot d}{\nu}$

1. EINLEITUNG

Derzeit sind etwa 25 % aller Erwerbspersonen Brasiliens im Bereich der Landwirtschaft tätig, erwirtschaften allerdings nur ca. 10 % des Bruttoinlandsproduktes. Rohstoff- und Energieverknappung sowie der Preisverfall von Agrarprodukten auf dem Weltmarkt üben zusätzlichen Druck auf ländliche Regionen aus. Besonders betroffen sind dabei die Produkte, die aufgrund von Anbau oder Verarbeitung nicht den hohen internationalen Qualitässtandards entsprechen. Bereits heute beträgt die Verstädterung in Brasilien über 70 % und ein Raubbau an natürlichen Ressourcen scheint unvermeidlich. Nach einer Schätzung von WÖHLKE [1] waren in Lateinamerika 1980 26 Mio. Menschen oder 8 % der gesamten Bevölkerung akut und weitere 201 Mio. Menschen - dies entspricht 59 % der Bevölkerung - mehr oder weniger von Brennholzknappheit betroffen. Die Sicherstellung einer nachhaltigen Energieversorgung und Verbesserung der Qualität landwirtschaftlicher Erzeugnisse ist deshalb sowohl aus sozialer wie ökologischer Sicht gerade in strukturschwachen Gebieten von herausragender Bedeutung.

Aus globaler Sicht stellt vor allen Dingen die in den Regenwaldgebieten Brasiliens meist nicht nachhaltig betriebene Holzwirtschaft ein wichtiges, im Brennpunkt internationaler Kritik stehendes Problem dar. Die Bundesrepublik Deutschland hat deshalb anläßlich des Weltgipfels für Umwelt und Entwicklung in Rio de Janeiro die Bereitschaft erklärt, deutsch-brasilianische Projekte zum Schutz des Regenwaldes sowie der Erdatmosphäre zu fördern [2]. Eng mit dieser Problematik verwoben ist die energetisch ineffiziente und stark umweltbelastende Herstellung von etwa 13,5 Mio. m³ Holzkohle pro Jahr [2-4]. Eine Substitution dieser vorwiegend zur Stahlerzeugung verwendeten Holzkohle durch Koks oder Holzkohle aus nachhaltig bewirtschafteten Plantagen ist dabei ohne größere Probleme realisierbar [5]. Grundvoraussetzung für die erforderliche Umstellung ist allerdings die Möglichkeit, Plantagen trotz des Konkurrenzdruckes durch im Raubbau gewonnenem Holz wirtschaftlich betreiben zu können. Interessant ist dabei vor allen Dingen eine Produktion von Bau- und Schnittholz aus Eukalyptusplantagen unter Nutzung von schwächeren Ästen und Zweigen für die Holzkohleherstellung [5]. Dabei kann im Wesentlichen auf bereits angelegte und zum Teil nicht mehr oder nur noch extensiv bewirtschaftete Eukalyptusplantagen zurückgegriffen werden. Dies wäre nicht nur mit einer erheblichen Umweltentlastung sowie einer Schaffung zahlreicher Arbeitsplätze verbunden, sondern könnte auch einen großen Teil des bislang überwiegend aus natürlichen Wäldern stammenden Bauholzes substituieren. Diese Hypothese wurde

im Rahmen des hier beschriebenen Vorhabens nachgewiesen. Es ist ferner zu erwarten, daß das geänderte Nutzungsziel einen Anreiz zur Erweiterung des kultivierten Artenspektrums schaffen und damit bereits mittelfristig den bislang überwiegend in Eukalyptus- oder Pinus-Monokultur betriebenen Holzanbau ökologisch aufwerten würde. Aufgrund der im Vergleich zu den großen Naturwaldgebieten relativ geringen Entfernung dieser "Kunstwälder" zu den Ballungszentren scheint auch eine Kultivierung zahlreicher heimischer Baumarten ökonomisch interessant. Da allein in den Bundesstaaten Minas Gerais und Sao Paulo ca. 900 000 ha Eukalyptuswald für die Holzkohleherstellung genutzt werden [6], kann der Druck auf die natürlichen Waldressourcen durch eine derartige Umnutzung erheblich reduziert werden. Problematisch für die umstellungswilligen Betriebe war bislang aber die Trocknung des sehr stark zum Reißen neigenden, schnellwachsenden Plantagenholzes. Während die Freilufttrocknung aufgrund des Witterungseinflußes inakzeptabel hohe Qualitätseinbußen verursacht, scheiden die derzeit z.T. für wertvolle Sortimente eingesetzten künstlichen Trocknungsverfahren aus energetischen und ökonomischen Gründen weitgehend aus [5].

Obwohl der Einsatz umweltfreundlicher Energiequellen wie Solarenergie auch in Brasilien sehr positiv bewertet wird, fehlte bislang eine auf regenerative Energien gestützte und in industriellem Maßstab einsetzbare Technologie für die Holztrocknung. Dabei machen fehlendes Know-how und Zinssätze von derzeit über 20 % pa. die dringend erforderlichen Entwicklungsinvestitionen schwierig [5, 7]. Auch soweit in Brasilien bei der Trocknung anderer landwirtschaftlicher Produkte heute bereits erneuerbare Energieträger wie z.B. Holz zum Einsatz kommen, entsteht wegen des Fehlens sowohl geeigneter Trocknungs- bzw. Feuerungsanlagen als auch wegen der meist nicht optimalen Prozeßführung ein weit höherer Brennholzverbrauch und wesentlich mehr Schadstoffemissionen als notwendig. Bei einem jährlichen Brennholzeinschlag Brasiliens von 190 Mio. m^3 [8] sind die damit verbundenen Auswirkungen auf Abholzung von Regenwald und Weltklima ebenfalls nicht unerheblich.

Das abgeschlossene Projekt konnte durch folgende Ergebnisse einen wichtigen Beitrag für eine nachhaltige Verbesserung dieser Situation leisten:

- Auf dem brasilianischen Markt wurden langlebige, auch für eine Trocknung in industriellem Maßstab geeignete und an die landestypischen Verhältnisse angepaßte solargestützte Trocknungsanlagen für Holz und andere Produkte wie Medizinalpflanzen, Kaffe, Früchte,

Gewürze und Maniok verfügbar gemacht. Bislang existierten derartige Anlagen nicht. Die erforderliche Entwicklung wäre von den brasilianischen Partnern ohne Unterstützung von außen nicht zu bewerkstelligen gewesen.

- Industrielle Fertigungstechnik und geeignete Materialien, die essentieller Bestandteil einer preisgünstigen Massenproduktion solarer Trocknungsanlagen sind, konnten entwickelt werden oder wurden an die spezifischen Anforderungen adaptiert. Bei der Entwicklung und Planung konnten die deutschen Partner auch im Hinblick auf eine Nutzung in Deutschland wesentliche Erkenntnisse gewinnen.

- Für einen sinnvollen und langfristig zuverlässigen Einsatz von solaren Trocknungsanlagen ist unter den vorliegenden humiden Bedingungen der Einsatz einer Zusatzheizung zwingend erforderlich. Die auf dem brasilianischen Markt verfügbaren, auf regenerative Brennstoffe gestützten Heizsysteme, weisen allerdings oft feuerungstechnische Wirkungsgrade von unter 30 % auf. Die Schadstoffemissionen sind aufgrund der unvollständig ablaufenden Verbrennung beträchtlich. Deshalb wurde die Entwicklung und Optimierung einer effizienten, regelbaren und dennoch kostengünstigen Kleinfeuerungsanlage für Restholz vor Ort unterstützt und durchgeführt. Ein Hersteller von Großanlagen wurde hinsichtlich Verbesserungsmöglichkeiten beraten und unterstützt.

- Unzureichende Regelungsmöglichkeiten von Temperatur und relativer Feuchte der Trocknungsluft in Solaranlagen haben die Produktqualität bei der Trocknung von Holz oftmals stark beeinträchtigt und eine Solarenergienutzung im industriellen Bereich bislang verhindert [5]. Schwierigkeiten bestehen hier insbesondere aufgrund der in Abhängigkeit von der Solarstrahlung oft rasch wechselnden Temperaturen. Unmittelbar davon betroffen sind auch die relative Feuchte der Luft sowie die Trocknungsgeschwindigkeit. Die Forderung nach einer einfachen und kostengünstigen Bauweise bei gleichzeitiger Gewährleistung der Einhaltung eines anspruchsvollen Trocknungsregimes stellt deshalb hohe Anforderungen an das Regelungskonzept. Deshalb wurden in der neu konzipierten Anlage durch eine mikroprozessorbasierte Verknüpfung der Komponenten Zusatzheizung, Luftbefeuchter, Ventilatoren und Lüftungsklappe eine hohe Regelungsgüte sowie ein geringer spezifischer Energiebedarf erreicht. Das Konzept fußt auf den Erfahrungen des abgeschlossenen Vorhabens "Solare Trocknung von Zigarrentabak" und stellte im Bereich der

Klimatisierung von solaren Trocknungsanlagen und Gewächshäusern eine wesentliche Neuentwicklung dar. Die Bauteile für ein derartiges Regelungskonzept sind auf dem Markt erhältlich und relativ kostengünstig.

- Kenntnisse über eine hinsichtlich Energiebedarf und Qualität optimale Trocknungsführung lagen für die meisten der betroffenen Güter bislang nur begrenzt vor und wurden deshalb durch praxisorientierte Versuche erarbeitet. Dies hat wesentlich zum erfolgreichen Betrieb der neuentwikelten Solaranlagen sowie deren Verbreitung beigetragen.

2. INDUSTRIELLE TROCKNUNG VON SCHNITTHOLZ MIT SOLARENERGIE

2.1. Einleitung

In vielen Ländern der Erde sind die noch vorhandenen Waldflächen aufgrund einer starken Übernutzung in ihrem Bestand bedroht und der weltweite jährliche Holzeinschlag liegt mit derzeit 3,7 Milliarden Kubikmeter über dem Gesamtzuwachs. Der Bedarf an Holz, dem heute bedeutendsten nachwachsenden Rohstoff, wird dabei wegen seinen vielseitigen Einsatzmöglichkeiten und aufgrund einer wachsenden Weltbevölkerung auch in Zukunft weiterhin ansteigen [9]. Holz findet seinen Einsatz als Energieträger, als Bau- und Werkstoff oder ist Ausgangsprodukt für die chemische Industrie [10]. Auch ökonomisch gesehen stellt die Weltholzwirtschaft mit einer Zuwachsrate von jährlich etwa 2 % [11] einen der bedeutendsten Wirtschaftsfaktoren dar [12]. Daneben kommt dem Wald aber auch eine Schlüsselrolle bei der Reduzierung des Kohlendioxidanstieges in der Atmosphäre zu, da Holz als Kohlenstoffspeicher fungiert. Der Wald ist daher aus ökonomischer und ökologischer Sicht ein wesentlicher Baustein des Weltwirtschaftssystems und einer nicht nachhaltigen Nutzung muß im Interesse von Produzenten und Konsumenten entgegengewirkt werden.

Eine Verringerung von unnötigem Holzverbrauch kann sowohl durch eine sachgemäße Verarbeitung und Verwendung des Rohstoffes Holz stattfinden als auch durch eine Erhöhung der Haltbarkeit von Holzprodukten. Frisches Holz muß vor der Verarbeitung zu hochwertigen Produkten ausreichend stark getrocknet werden, da es ein hygroskopisches Produkt darstellt, das im Laufe der Zeit in einen Gleichgewichtszustand mit der Umgebungsluft tritt. Feuchteabgabe bzw. Feuchteaufnahme sind dabei mit Schwinden und Quellen, also einer Formveränderung verbunden. Bei der einfachsten Form der Holztrocknung im Freiland, kann aufgrund der nicht steuerbaren Umwelteinflüsse die Qualität des getrocknetem Holzes nicht garantiert werden. Es entstehen demzufolge häufig sehr lange Trocknungszeiten, hohe Verluste und Qualitätsbeeinträchtigungen. Weiterhin können die für eine Anwendung im Innenbereich notwendigen niedrigen Feuchten generell nicht erreicht werden [13]. Unter mitteleuropäischen Klimabedingungen beispielsweise können bei einer Trocknung im Freien nur Endfeuchtewerte von ca. 15-18 % erreicht werden. Bei den üblicherweise hohen Ansprüchen an die Formbeständigkeit sollte dieser Wert bei 8-12 % liegen. Es ist daher notwendig, das Holz

künstlich zu trocknen. In konventionellen Hochtemperaturtrocknungsanlagen, die mit Temperaturen zwischen 50 und 100 °C arbeiten, kann der Trocknungsprozess erheblich beschleunigt, das Holz kann beliebig tief getrocknet und die Qualität verbessert werden [14, 15]. Allerdings sind diese herkömmlichen Trocknungsverfahren mit einem hohen Energiebedarf zur Erwärmung und Umwälzung der Trocknungsluft und hohen Investitionskosten für die baulichen Einrichtungen verbunden. [16]. Die Trocknung beansprucht daher etwa 60 bis 70 Prozent der in der Holzindustrie insgesamt benötigten Energiemenge [14]. Um diese bei der künstlichen Trocknung bestehende Problematik zu überwinden, wurde bereits seit den 60er Jahren in verschiedenen Projekten versucht solare Trocknungskammern einzuführen [17-20]. Dabei wurde angestrebt, den großen Energiebedarf und die hohen Trocknungskosten der konventionellen Verfahren zu vermindern und solare Energie als kostengünstige Energiequelle zu nutzen.

Bis jetzt konnten die Solartrockner jedoch entweder aufgrund geringer Kapazitäten und hohen Baukosten oder wegen geringer Zuverlässigkeit und mangelnder Kontrollmöglichkeiten des Trocknungsklimas, was eine elementare Voraussetzung für die Produktion von Qualitätsholz darstellt, nicht mit Hochtemperaturtrocknern konkurrieren.

Eukalyptusholz in Brasilien

Brasilien ist mit etwa 3 Mio. Hektar der weltweit größte Produzent von Eukalyptusholz, wobei sich etwa 52 % dieser Wälder allein im Bundesstaat Minas Gerais befinden. Die schnellwachsenden und mit einer Dichte von 500 to 700 kg/m³ relativ harten Arten *E. grandis, E. cloeziana* und *E. saligna* werden in bewirtschafteten Plantagen angebaut, wobei das Holz als Zelluloselieferant für die Papierindustrie, als Feuerholz, und zur Holzkohleherstellung dient.

Sinkende Preise für Steinkohle und die im Zusammenhang mit der Verkohlung entstehende Umweltverschmutzung zwingen die Forstbetriebe jetzt vermehrt zur Suche nach alternativen Verwendungsmöglichkeiten für das erzeugte Eukalyptusholz. Die Nutzung des zur Verfügung stehenden, extrem inhomogenen Rohmaterials in der Möbel- und Bauindustrie ist aufgrund von Problemen wie Formveränderungen, Rißbildung und Kollaps während dem Sägen und dem Trocknen wesentlich schwieriger als bei anderen Hölzern [21, 22]. Deshalb wurde Eu-

kalyptusholz bisher nur selten in der brasilianischen Holzindustrie benutzt, obwohl es dank seiner enormen Produktivität von bis zu 50 m³ Holz pro ha und Jahr eine sowohl wirtschaftliche als auch nachhaltige Alternative zu den häufig illegal in natürlichen Wäldern geschlagenen Harthölzern darstellen könnte.

Solare Trocknung von Hartholz

Aufgrund der geschilderten Problematik wurde im Rahmen des vorliegenden, vom BMBF/BMWi geförderten Forschungsprojektes in Zusammenarbeit mit dem brasilianischen Forstbetrieb CAF Santa Barbara Ltda. (CAF), dem neu gegründeten deutschen Unternehmen Thermo-System Industrie- & Trocknungstechnik GmbH (THS) und dem Institut für Agrartechnik in den Tropen und Subtropen der Universität Hohenheim (ATS) eine klimageregelte, solar gestützte Gewächshaustrocknungsanlage entwickelt [23]. Ein in diesem Zusammenhang ebenfalls entwickeltes und erprobtes, neuartiges Niedrigtemperaturtrocknungsregime ermöglicht die Produktion von Qualitätsholz, welches den Ansprüchen der Möbel- und weiterverarbeitenden Industrie gerecht wird. Nach der erfolgreichen Untersuchung des Prototyps in den Jahren 1996 bis 1998, wurden inzwischen 12 weitere solargestützte Trocknungsanlagen in 2 Sägewerken in den brasilianischen Bundesstaaten Bahia und Minas Gerais errichtet. Mit einer Trocknungskapazität von jährlich etwa 35 000 m^3 Schnittholz handelt es sich um die weltweit größten solaren Holztrocknungsanlagen.

Ziel der durchgeführten Untersuchungen war es, eine energetisch optimierte, solargestützte Holztrocknungsanlage zur Trocknung von Harthölzern sowie ein Niedertemperaturtrocknungsregime für, aus vorhandenen Plantagen stammendes, brasilianisches Eukalyptusholz zu entwickeln. Die Arbeiten umfaßten dabei folgende Punkte:

- Design und Entwicklung einer mikroprozessorgesteuerten, solargestützten Trocknungsanlage, einem Befeuchtungssystem sowie einer regelbaren Biomassezusatzheizung.

- Entwicklung eines Niedrigtemperaturtrocknungsregimes, das eine qualitätserhaltende Trocknung von Eukalyptus und anderen empfindlichen Holzarten erlaubt.

- Untersuchung und Optimierung des Trocknungsprozesses bezüglich Trocknungszeit, Uniformität der Trocknung sowie elektrischem und thermischem Energiebedarf.

- Entwicklung und Einführung eines für Plantagenhölzer geeigneten, standardisierten Verfahrens zur Bewertung der Trocknungs- und Produktqualität.

- Ökonomische Untersuchung des Solartrockners im Vergleich zur Freilandtrocknung und konventionellen Hochtemperaturtrocknern.

2.2. Grundlagen der Schnittholztrocknung

Biologische Spezies, Wachstumsbedingungen und Forstmanagement haben einen großen Einfluß auf den zu trocknenden Rohstoff Schnittholz. Im folgenden sollen deshalb zunächst die bekannten Grundlagen der Schnittholztrocknung dargestellt und erläutert, sowie die wichtigsten Fachbegriffe eingeführt werden.

2.2.1. Biologische Eigenschaften von Holz

2.2.1.1. Anatomischer Bau von Holz

Biologisch gesehen handelt es sich bei Holz um sekundäres Xylem, welches bei Pflanzen mit sekundärem Dickenwachstum gebildet wird. Sekundäres Dickenwachstum bedeutet die Umfangserweiterung in Pflanzenteilen, deren Streckungswachstum beendet ist. Daran beteiligt sind zwei Lateralmeristeme, d.h. teilungsfähige Gewebe, die als Kambium und Korkkambium bzw. Phellogen bezeichnet werden. Dieses für Gehölzpflanzen kennzeichnende Dickenwachstum findet sich bei allen Gymnospermen und bei den meisten dikotylen Pflanzen. Für die Holzgewinnung wichtigste Gruppe der Gymnospermen stellen die Coniferen bzw. Nadelhölzer dar. Von den dikotylen Pflanzen werden in erster Linie die Laubbäume zur Schnittholzverarbeitung verwendet.

Häufig werden Hölzer in Hart- und Weichhölzer eingeteilt, wobei Dikotylenholz als Hartholz und Coniferenholz als Weichholz bezeichnet wird. Im Allgemeinen trifft dies zu, wobei aber vereinzelt auch Dikotylenholz sehr weich (Balsaholz) und Coniferenholz sehr hart (Helmlocktanne) sein kann. Generell sind Dikotylenholz und Coniferenholz von ihrem Aufbau allerdings vollkommen unterschiedlich und müssen anatomisch gesehen getrennt behandelt werden. Wie in **Bild 1** zu sehen, ist Nadelholz weit aus einfacher aufgebaut als Laubholz. Dies kommt daher, daß Dikotylenpflanzen von der Evolution her jüngere Pflanzen sind, bei denen eine weitaus größere Anzahl von verschiedenen Zelltypen zu finden sind. Der wichtigste Unterschied besteht allerdings darin, daß Coniferenholz keine Gefäße bzw. Tracheen besitzt.

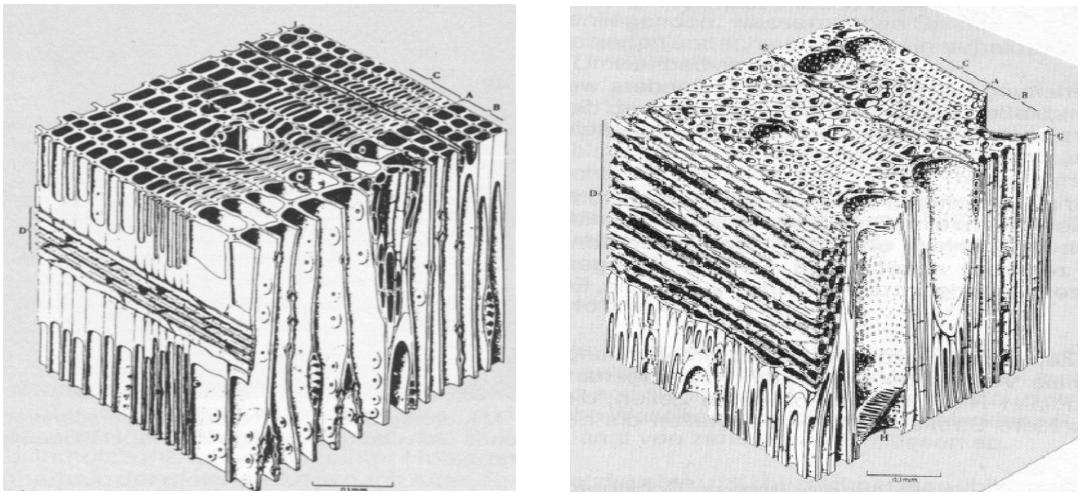


Bild 1: Links Nadelholz, rechts Laubholz

Allgemein gelten als Holz Wurzeln, Stämme und Äste von Bäumen und Sträuchern, wobei zur Herstellung von Schnittholz fast ausschließlich entastete Stämme von Bäumen benutzt werden. Durch die periodische Aktivität des Cambiums werden Zuwachszonen oder Zuwachsringe gebildet. Diese stehen in gemäßigten Klimazonen in enger Beziehung zu dem Wechsel der Jahreszeiten, weshalb man sie hier als Jahrringe bezeichnet. Man kann diese Zuwachsringe deshalb erkennen, weil zwischen dem Anfang der Vegetationsperiode und dem später gebildeten Holz Strukturunterschiede bestehen. So hat das Frühholz durch dünnwandigere und weitlumigere Holzzellen eine geringere Dichte als Spätholz [13, 24].

2.2.1.2. Holzdichte

Neben der Unterscheidung von Holz in Laub- oder Nadelholz, wird es aufgrund seiner Rohdichte (100-1400 kg/m^3) wie bereits erwähnt in Hart- und Weichholz eingeteilt. Wie in Tabelle 1 zu sehen, wird zwischen den beiden Extremen Balsa- und Pockholz dabei in mehrere Härtegruppen unterschieden. Die Rohdichte gilt dabei als das ausschlaggebende Merkmal für die meisten technischen Eigenschaften. So wird Holz mit steigender Rohdichte härter, fester und dauerhafter, jedoch wird auch das Trocknen zunehmend schwieriger und energieaufwendiger [25].

Tabelle 1: Rohdichte einiger Holzarten und ihre Einteilung in Härtegruppen, angepaßt nach Mörath [25].

Holzart	Härtegruppe	Rohdichte [g/cm³]
Balsa	Sehr weich	0,12
Pappel		0,42
Weide		0,41
Fichte	Weich	0,43
Kiefer		0,48
Erle		0,49
Birnbaum	Mittelhart	0,64
Nußbaum		0,61
Eiche	Hart	0,65
Eucalyptus spp.		0,5-0,7
Esche		0,65
Rotbuche		0,66
Buchsbaum	Sehr hart	0,92
Pockholz	Beinhart	1,23

Bei der Trocknung von Holz unterscheidet man nach den unterschiedlichen Eigenschaften und Anforderungen Bauholz, Schnittholz, Furniere, Holzspäne und Holzhackschnitzel. Die größte wirtschaftliche Bedeutung besitzt dabei die Trocknung von Schnittholz. Dieser Begriff beinhaltet alle möglichen Zuschnittformen aus Rundholzstämmen, wie Latten, Bretter, Dielen, Balken usw.

2.2.1.3. Holzfeuchte

Die Holzzellen im lebenden Baum transportieren das Wasser mit den darin enthaltenen Nährstoffen und Mineralien von der Wurzel zur Krone. Deshalb enthalten die Zellen in ihren Wänden, aber auch in ihren Hohlräumen Wasser. Das in den Zellhohlräumen enthaltene Wasser wird aufgrund seiner geringen Bindung als „freies“ bzw. „tropfbares“ Wasser bezeichnet. Das Wasser in den Zellwänden dagegen ist durch physikalische und chemische Kräfte dampfförmig oder kolloidal gebunden. Deshalb spricht man hier von „gebundenem“ Wasser. Dabei wird unterstellt, daß die Bindung des Wassers bei einem Feuchtegrad des Holzes von 0 bis 6 % (bezogen auf die Trockensubstanz) chemosorptiv, zwischen 6 und 15 % durch verschiedene Phasen der Adsorption und zwischen 15 und etwa 30 % durch Kapillarkondensation zu erklären ist [14].

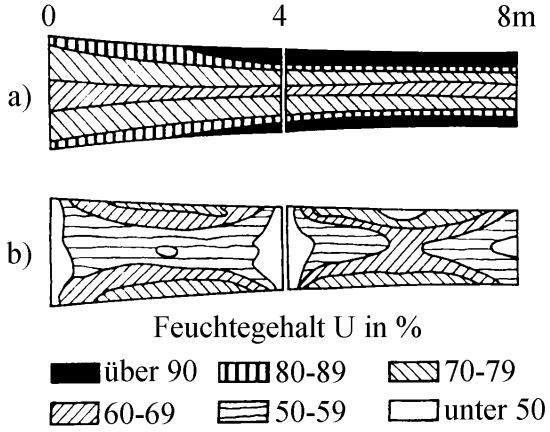


Bild 2: Holzfeuchteverteilung in einem in zwei 4m lange Abschnitte aufgeteilten Rotbuchenstamm a) nach Fällung im März b) nach Lagerung im Wald bis zum Oktober des gleichen Jahres, verändert nach Trendelenburg [26].

Beim Trocknen von frischem Holz wird zuerst das freie Wasser aus den Zellhohlräumen entzogen. Erst wenn dieses Wasser größtenteils abgeführt ist, beginnt die Zellwand ihr gebundenes Wasser abzugeben und das Holz fängt an zu schwinden. Dieser fließende Übergang wird als „Fasersättigungsbereich“ bezeichnet, welcher je nach Holzart bei einer Holzfeuchte zwischen 22% und 35%, im Mittel bei etwa 30% liegt [27]. Da freies Wasser leichter abgegeben wird als gebundenes, erfolgt die Trocknung von Holz anfangs schneller.

In **Bild 2** wird ersichtlich, daß die Feuchtigkeit nicht gleichmäßig im Baum verteilt ist, sondern stark variiert. So weist z.B. das Splintholz, in dem hauptsächlich die Wasserleitung zu den Blättern und die Speicherung des Wassers erfolgt, fast immer einen hohen Wassergehalt auf, während im Kernholz, welches für die Lebensfunktionen des Baumes eine untergeordnete Rolle spielt, meistens eine Holzfeuchte knapp über dem Fasersättigungsbereich vorherrscht. Des weiteren gibt es ein Feuchtigkeitsgefälle im frisch gefällten Baum von oben nach unten. Daneben können häufig auch erhebliche Unterschiede hinsichtlich Wassergehalt und Wasserverteilung bei unterschiedlichen Stämmen der gleichen Holzart beobachtet werden. Eichler [26] faßte diese Problematik in folgendem Satz zusammen: „In Bezug auf den Wasserentzug (Holztrocknung) ist Holz ein inhomogener Stoff, der individuell behandelt werden muß."

2.2.1.4. Holzfeuchtegleichgewicht

Da Holz ein hygroskopisches Material ist und im chemischen Feinbau unter anderem aus Zellulose-Makromolekülen besteht, die eine große Anziehungskraft gegenüber Wasser besitzen, ändert das Holz bei wechselndem Umgebungsklima seinen Feuchtegehalt. Bei einem stabilen Umgebungsklima stellt sich schließlich ein Gleichgewichtszustand ein. Unter Gleichgewichtsfeuchte oder auch Feuchtegleichgewicht versteht man diejenige Holzfeuchtigkeit, auf die sich das Holz in Abhängigkeit vom umgebenden Klima einstellt [25].

Ausschlaggebend für die Gleichgewichtsfeuchte sind die Einflußgrößen Temperatur und relative Feuchte der Luft. Diese Abhängigkeit zeigt das Keylwerth-Diagramm in Bild 3, welches auf umfangreichen Messungen an Holzproben von Sitka Spruce, einer europäischen Holzart, beruht. Die Holzfeuchtegleichgewichte einzelner Holzarten, speziell die tropischer Hölzer, können von diesen Werten um mehrere Prozent abweichen. In der Praxis wird dieser Sachverhalt jedoch meist vernachlässigt [13].

Aus **Bild 3** wird ersichtlich, daß das Holzfeuchtegleichgewicht mit sinkender relativer Luftfeuchte stark abnimmt, wohingegen der Einfluß der Lufttemperatur wesentlich geringer ist. Wie bei vielen anderen natürlichen Produkten kommt es bei Holz zu einer Sorptionshysterese, d.h. daß sich die Desorptions- und Adsorptionsisothermen nicht decken. Das Wis-

sen über das Holzfeuchtegleichgewicht ist wichtig für die richtige Trocknung und Verwendung des Holzes. Um Veränderungen der Holzfeuchte, welche immer mit Formänderungen verbunden sind, einzugrenzen, muß das Holz vor der Verarbeitung auf die Gleichgewichtsfeuchte getrocknet werden, die seinem späteren Umgebungsklima annähernd entspricht.

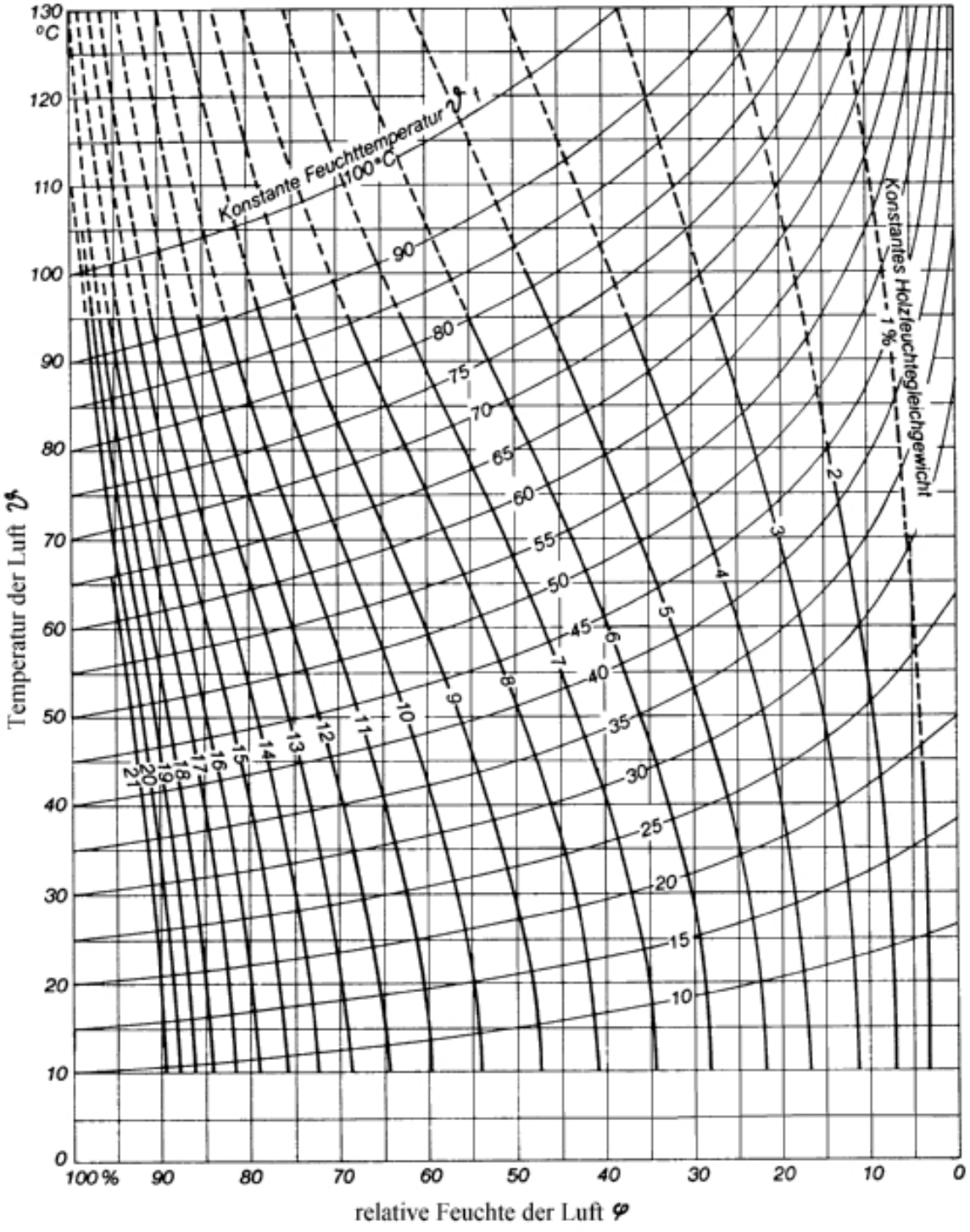


Bild 3: Sorptionsgleichgewicht von Holz; verändert nach Keylwerth [13].

In **Tabelle 2** sind einige für Mitteleuropa gültige Sollfeuchtewerte für Holzbauteile dargestellt.

Tabelle 2: Verarbeitungsholzfeuchte bei verschiedenen Verwendungszwecken; gültig für Mitteleuropa, verändert nach Brunner [13].

Verwendungszweck	Holzgleichgewichtsfeuchte
Bauholz im Freien	16-25 %
Faßdauben	17-20 %
Sportgeräte, Werkzeuge und Gegenstände, die vorwiegend im Freien verwendet werden	12-16 %
Außenfenster und Außentüren	12-15 %
Schlafzimmer- und Küchenmöbel mit Ofenheizung	10-12 %
Wohnzimmer- und Büromöbel mit Ofenheizung	8-10 %
Möbel, Möbelteile, Zimmertüren, Innenausbau mit dauernder Beheizung (z.B. Warmwasser-, Zentralheizung)	6-9 %
Radio- und Fernsehgehäuse, Musiktruhen, Parkett	6-8 %
Sperrplatten, Schichtholz, Musikinstrumente	5-7 %

Da sich diese Werte auf mitteleuropäische Klimaverhältnisse beziehen, ist bei der Verwendung des Holzes in Ländern mit anderen klimatischen Verhältnissen die sich verändernde Holzfeuchte zu berücksichtigen.

2.2.1.5. Schwinden und Quellen von Holz

Im Bereich vom Fasersättigungspunkt bis zum vollkommen trockenen Zustand ist jede Abgabe oder Aufnahme von Wasser mit Schwinden oder Quellen des Holzes verbunden. Dieses „Arbeiten“ des Holzes geschieht entsprechend der ungleichmäßigen (anisotropen) Holzstruk-

tur in den drei anatomischen Hauptachsen in ungleichem Ausmaß [14]. Das Ausmaß des Schwindens und Quellens steigt proportional mit der Abgabe oder Aufnahme von gebundenem Wasser und mit der Rohdichte des Holzes. Daraus wird ersichtlich, daß jede Holzart ein individuelles Quellmaß (α-Wert) und Schwindmaß (β-Wert) besitzt.

Aus **Bild 4** wird ersichtlich, daß sich die Formänderung hauptsächlich quer zur Faserrichtung auswirkt, in Faserlängsrichtung ist sie hingegen sehr gering und kann deshalb meist vernachlässigt werden. Ausnahmen hiervon sind Wuchsanomalien wie Druck- und Zugholz in Laub- und Nadelhölzern sowie extremer Wechseldrehwuchs der in vielen tropischen Hölzern zu finden ist.

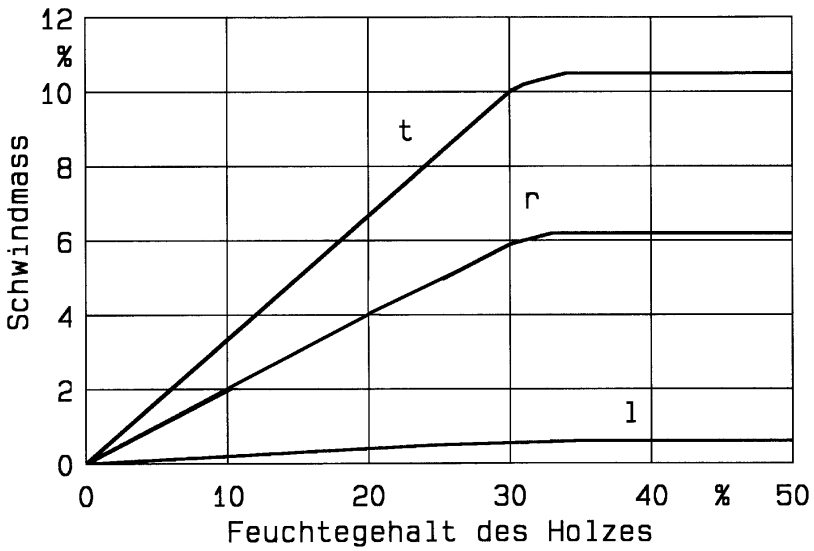


Bild 4: Schwindmaße in den drei Hauptachsenrichtungen für Rotbuche in Abhängigkeit der Holzfeuchte (t = tangential, r = radial, l = longitudinal); verändert nach Brunner [13].

Das Schwinden in tangentialer Richtung ist bis zu 2,5 mal größer als das in radialer Richtung. Dieses Verhältnis von den beiden Schwindmaßen zueinander wird als Schwindungs-Anisotropie bezeichnet und liefert eine Aussage über das sog. Stehvermögen einer Holzart, welches für die Maßhaltigkeit von Bauteilen von großer Bedeutung ist. Als Folge von den unterschiedlichen Schwindmaßen verzieht sich der Holzquerschnitt je nach Jahrringlage bei der Trocknung mehr oder weniger stark und es kommt zu Winkeländerungen und Krümmungen. Diese Verformungen sind jedoch nicht mit Trocknungsfehlern zu verwechseln, sondern sind naturgegeben. Dünne Bretter die aus den äußern Bereichen von dicken Stämmen geschnitten werden verformen sich daher naturgemäß weniger wie Balken oder Bretter aus dün-

nen Stämmen. Die unvermeidlichen Verformungen können aber durch unsachgemäße Trocknung, zum Beispiel einseitige Wärmeeinwirkung oder zu rasche Trocknung, verstärkt werden. Andererseits können sie durch Beschweren oder Verspannen des Holzes während dem Trocknen vermindert werden.

2.2.2. Einfluß der trocknungsklimatischen Parameter

2.2.2.1. Temperatur

Bei allen Trocknungsvorgängen spielt die Temperatur eine große Rolle, da die Geschwindigkeit des Feuchtetransportes im Gut in erster Linie von der Temperatur abhängt. Daneben wird das maximale Wasseraufnahmevermögen der Luft maßgeblich von der Temperatur bestimmt. Bei der Holztrocknung ist aber nicht nur die Beachtung der Temperatur der Trocknungsluft sowie der mittleren Holztemperatur, sondern auch der Temperatur der Holzoberfläche wichtig, da diese Temperaturen voneinander abweichen können. Solange an der Oberfläche genügend Wasser verdampft, stellt sich dort die Kühlgrenztemperatur ein. Erst wenn nicht mehr genügend Wasser aus den inneren Holzschichten nachgeliefert werden kann, steigt die Oberflächentemperatur bis zur Angleichung an die Lufttemperatur an. Die Oberflächentemperatur wiederum ist entscheidend für die durchschnittliche Holztemperatur, da durch Wärmeleitung von der Oberfläche zu den inneren Schichten ein ständiger Ausgleich erfolgt.

Die Oberflächentemperatur des Holzes wird neben der Verdunstungsrate durch die über die Luftströmung zugeführte Wärme (Konvektion) sowie durch direkte Sonneneinstrahlung oder die Infrarotstrahlung eines Heizkörpers beinflußt. Wird Wärme durch Strahlung zugeführt, so kann umgekehrt durch die aufgeheizte Holzoberfläche eine Erwärmung der umgebenden Luft erfolgen. Dadurch steigt deren Wasseraufnahmevermögen erheblich an. Deshalb kann es bei der Freilufttrocknung durch direkte Sonneneinstrahlung auf die Bretter zeitweise zu sehr „scharfen“ Trocknungsverhältnissen kommen, was zu Trocknungsfehlern (Risse, Verwerfungen, Verfärbungen) führt [13].

2.2.2.2. Relative Feuchte

Die absolute Feuchte der Luft gibt an, wieviel Dampf in einem Kubikmeter oder Kilogramm Luft enthalten sind. Bei gegebener Temperatur kann sich in einem abgeschlossenen Raum nur eine bestimmte Höchstmenge an Wasserdampf befinden (Sättigung), unabhängig davon, ob dieser Raum Luft enthält oder nicht (Dalton´sches Gesetz). Bei einer relativen Feuchte von 100 % heißt das Luft-Dampfgemisch dann gesättigte feuchte Luft. Generell kann die Luft bei höherer Temperatur mehr Dampf aufnehmen als bei niedriger Temperatur [25]. Wenn in der Luft weniger als die Höchstmenge an Wasserdampf vorhanden ist, wird dieses Gemisch als ungesättigt bezeichnet. Die absolute Feuchte der Luft ändert sich beim Erwärmen nicht und bei einer Abkühlung erst dann, wenn der Taupunkt unterschritten wird. In diesem Falle kondensiert das Wasser aus und es bildet sich Nebel oder Feuchtigkeitsniederschlag.

Bei der Trocknung ist jedoch nicht die absolute Feuchte der Luft entscheidend, sondern die Aufnahmefähigkeit der Luft für Wasserdampf, also die relative Feuchte der Luft. Die relative Feuchte der Luft (φ) gibt an, wieviel Prozent von der Höchstmenge an Wasserdampf sich bei einer bestimmten Temperatur in der Luft tatsächlich befinden. Mit steigender Temperatur kann die Luft jedoch mehr Wasser aufnehmen. Diesen Zusammenhang beschreibt **Tabelle 3**.

Tabelle 3: Maximale Wasserdampfaufnahmefähigkeit der Luft in Abhängigkeit von deren Temperatur; verändert nach Kollmann [28].

Temp. ϑ [°C]	0	5	10	15	20	25	30	35	40	45	50
$X_{sätt}$ [g/m³]	4,8	6,8	9,4	12,8	17,3	23,0	30,4	39,6	51,1	65,4	82,9
Temp. ϑ [°C]	55	60	65	70	75	80	85	90	95	100	
$X_{sätt}$ [g/m³]	104,3	130,1	161,1	197,9	241,6	293,0	353,2	423,1	504,1	597,3	

2.2.2.3. Luftgeschwindigkeit

Für eine rasche, gleichmäßige Trocknung ist eine gewisse Luftgeschwindigkeit notwendig, da die austretende und von der Luft aufgenommene Feuchtigkeit abgeführt werden muß. Daneben spielt die Luftgeschwindigkeit eine wichtige Rolle bei der Ablösung sog. Grenzschichten, d.h. gesättigter Luftschichten die sich unmittelbar an der Oberfläche bilden und die Trocknung verlangsamen. Im Sinne einer gleichmäßigen Trocknung sollte die Luftgeschwindigkeit an allen Stellen im Holzstapel daher möglichst gleichförmig sein. Dies wird einerseits durch eine ausreichend dimensionierte Leistung der Ventilatoren, andererseits durch die Art der Luftführung selbst erreicht.

Ab einer Luftgeschwindigkeit von ca. 1,3 m/s ist die Luftströmung unter den bei der Holztrocknung üblicherweise gegebenen Verhältnissen nicht mehr laminar, sondern bildet Luftwirbel. Diese turbulente Strömung ist erwünscht, da dadurch die trocknungshemmende Strömungsgrenzschicht an der rauhen Brettoberfläche abgelöst werden kann und der Wärmeübergang von der Luft zum Holz verbessert wird. Prinzipiell läßt sich sagen, daß die Trocknungsdauer mit zunehmender Luftgeschwindigkeit sinkt. Die Luftgeschwindigkeit kann jedoch sinnvoller Weise nicht beliebig erhöht werden, da es einerseits bei zu schneller Trocknung je nach Holzart zu Trocknungsschäden kommen kann, andererseits besteht aufgrund des Energiebedarfes der Ventilatoren auch eine ökonomische Grenze. In den 80er Jahren wurde die sinnvolle Grenze der Luftgeschwindigkeit mit 8 m/s angegeben [26]. Derzeit werden meist zwischen 3 und 5 m/s genannt. Lediglich bei nassem Holz oder bei der Hochtemperaturtrocknung von Schnittholz bei über 80 °C werden höhere Luftgeschwindigkeiten gefahren. Allgemein wird davon ausgegangen, daß die durchschnittliche Mindestluftgeschwindigkeit bei der Frischluft- Ablufttrocknung bei etwa 2-2,5 m/s liegen sollte [13].

Der Einfluß der Luftgeschwindigkeit auf die Trocknungsdauer verringert sich mit abnehmender Holzfeuchte ständig, da der Wasseraustrag pro Zeiteinheit abnimmt. Deshalb kann die Luftgeschwindigkeit während des Trocknungsprozesses verringert werden. Dies geschieht meist mit Hilfe einer Drehzahlregelung der Ventilatoren.

Bei der Auslegung der für die Luftumwälzung notwendigen Ventilatorleistung läßt sich der Leistungsbedarf (P) eines Ventilators bei einer bestimmten Drehzahl mit dem Volumenstrom ($\dot{V}$), der Gesamtdruckdifferenz (Δp_g) und dem Wirkungsgrad (η) berechnen.

$$P = \frac{\dot{V} \cdot \Delta p_g}{\eta} \qquad \textbf{(1)}$$

2.2.3. Trocknungsführung

2.2.3.1. Stapeln des Holzes

Die folgenden Ausführungen zum richtigen Stapeln, das in der Fachsprache auch mit „Hölzeln“ bezeichnet wird, bezieht sich nicht nur auf die Freilufttrocknung, sondern ist für alle angewandten Trocknungsverfahren von Bedeutung. Bei einer Trocknungscharge sollte wenn möglich immer Schnittholz gleicher Holzart, gleicher Dicke und gleicher Anfangsfeuchte verwendet werden. Ansonsten muß nach den Ansprüchen des empfindlichsten Sortimentes der Charge getrocknet werden wodurch die Trocknungskosten steigen. Generell sollte das Holz nach Möglichkeit im Block gestapelt werden, wobei die Bretter entsprechend ihrer ursprünglichen Lage im Stamm übereinander liegen. Die Bretter müssen vor dem Stapeln gereinigt werden, da liegengebliebene Sägespäne die Trocknung behindern. Durch ungleichmäßig gelegte Stapellatten verformt sich das Holz belastungsbedingt. Deshalb müssen die Latten immer exakt übereinander liegen. Die Stapelleisten dürfen nicht aus gerbstoffhaltigem Holz (z.B. Eiche) bestehen, da dieses Verfärbungen verursacht. Am besten geeignet sind Leisten aus Tannen- und Fichtenholz. Dickeres Holz erfordert zum Trocknen eine höhere Luftumwälzung. Aus diesem Grund muß die Dicke der Stapellatten den Brettdicken angepaßt werden. Ebenso richtet sich der Leistenabstand nach der Holzstärke, aber auch nach der Holzart.

In **Tabelle 4** sind die üblichen Richtwerte hierfür angegeben.

Tabelle 4: Stapelleistendicke und Stapelleistenabstand in Abhängigkeit von der Brettstärke; verändert nach Hustede [29].

Brettstärke (mm)	Stapelleistendicke (mm)		Stapelleistenabstand (mm)
	Nadelholz	Laubholz	
15 – 20 20 – 30	18 22	15 18	400 – 700
30 – 40 40 – 60	25 30	20 25	500 – 1000
60 – 80 80 – 120	35 40	30 35	700 – 1200

2.2.3.2. Trocknungsphasen

Während der Anfangsphase der Trocknung soll das Holz gleichmäßig bis zur Holzmitte auf die gewünschte Trocknungstemperatur erwärmt werden. Die Luftfeuchtigkeit sollte dabei sehr hoch sein (90-100 %), damit noch keine Trocknung erfolgt und eventuell vorhandene Verschalungen beseitigt werden.

Die Aufheizzeit ist von der Holzart, der gewünschten Trocknungstemperatur sowie von der Holzdicke abhängig. So benötigen Laubhölzer mit 1,5-2,5 Stunden pro cm Holzdicke eine wesentlich längere Zeitspanne als Nadelhölzer mit 1 - 1,5 Stunden [25], obwohl letztere bei deutlich höheren Temperaturen getrocknet werden. Die Temperatur am Ende der Aufheizzeit beträgt je nach Holzart und Holzdicke 35° C bis 65° C [29].

Nach der Aufheizphase erfolgt das eigentliche Trocknen. Hier wird bis zum Erreichen des Fasersättigungpunktes mit relativ hoher Luftfeuchte und relativ niedriger Trocknungstemperatur getrocknet. Nach Unterschreiten des Fasersättigungpunktes verläuft die Trocknung langsamer, da dann das gebundene Wasser entzogen werden muß. Daher wird mit erhöhter Temperatur und niedrigerer Luftfeuchte bis zur gewünschten Endfeuchte weiter getrocknet.

Anschließend wird das Holz nachbehandelt. Dies geschieht wahlweise durch sog. Konditionieren oder durch ein direktes Abkühlen. Beim Konditionieren wird die Trocknungstemperatur beibehalten, während die relative Luftfeuchte mittels Feuchtezugabe erhöht wird. Dadurch soll eine gleichmäßige Verteilung der Restfeuchte im Holzquerschnitt erreicht und im Holz vorhandene Spannungen abgebaut werden.

Beim darauffolgenden Abkühlen wird das Holz unter kontinuierlicher Luftumwälzung kontrolliert bis auf Werte knapp über der Umgebungstemperatur abgekühlt, um eine unkontrollierte Nachtrocknung des heißen Holzes oder eine durch zu schnelle Abkühlung verursachte Rißbildung zu verhindern [29].

Die vier Hauptperioden Aufheizen, Trocknen vor und nach Fasersättigung, Konditionieren und Abkühlen finden vor allem bei der Trocknung von qualitativ hochwertigem Schnittholz Beachtung. Bei der Trocknung von kleinflächigen Holzsortimenten (Furniere, Späne, Fasern) oder Hackschnitzeln wird dagegen meist auf Vor- oder Nachbehandlung verzichtet [26].

Die oben beschriebene Trocknungsführung wird in der Praxis kaum noch rein manuell durchgeführt, selbst halbautomatische Regelsysteme sind nur noch vereinzelt im Einsatz. Der Trend geht vielmehr zu vollautomatischen Regelanlagen, die nur einmal vor Trocknungsbeginn programmiert werden und danach den gesamten vorher beschriebenen Trocknungsprozess selbsttätig steuern [30].

2.2.3.3. Trocknungsdauer

Bei jeder Trocknung kommt es zu Trocknungsspannungen, da immer ein Feuchtegefälle im Holz notwendig ist, um das Wasser von innen nach außen zu transportieren. Diese Spannungen müssen in gewissen Grenzen gehalten werden, da es sonst unweigerlich zu Trocknungsschäden kommt. Dies wird mit einer auf die jeweilige Holzart und Holzdicke angepaßten, temperaturabhängigen Trocknungsdauer bewerkstelligt. Daneben gibt es jedoch noch zahlreiche andere trockenzeitbeeinflussende Faktoren, die in **Tabelle 5** zusammengefaßt sind.

Tabelle 5: Einflußfaktoren auf die Trocknungsdauer; verändert nach Brunner [13].

Trockenkammer- bzw. konstruktionsbedingte Einflußfaktoren:
o Luftgeschwindigkeit und deren Gleichmäßigkeit beim Eintritt in den Stapel o Temperatur und deren Gleichmäßigkeit beim Eintritt in den Stapel o Befeuchtungseinrichtung und deren Gleichmäßigkeit o Funktion und Wirksamkeit konstruktiv vorgesehener Luftleiteinrichtungen
Trocknungsgutbedingte Einflußfaktoren:
o Holzart o Holzdicke o Rohdichte o Zuschnittsform o Anfangsfeuchte o gewünschte Endfeuchte o Wuchsgebiet o Qualität des Holzes vor der Trocknung
Betriebsbedingte Einflußfaktoren:
o Stapelung des Holzes o Vermeidung oder Abblendung freier Querschnitte im Trockner o Qualitätsvorstellung der getrockneten Ware o Unzulänglichkeiten des Bedienungspersonals o Intervallbetrieb oder durchgängiger Betrieb des Trockners

In der Praxis liegen heute für viele Holzarten Erfahrungswerte für die Trocknungsdauer vor, die als ungefähre Richtzahlen für die Erstellung eines an die individuellen Verhältnisse angepaßten Trocknungsprogrammes genutzt werden können. Falls es für eine Holzart noch keine

oder nur unzureichende Erfahrungen gibt, empfiehlt es sich, in einer Versuchsanlage Probetrocknungen durchzuführen, um ein praxisgerechtes Trocknungsprogramm erstellen zu können [13].

Generell steigt die Trocknungsdauer mit zunehmender Holzdicke und Rohdichte an. Berechnen läßt sie sich nach folgender Näherungsgleichung von F. Kollmann [13]:

$$t_{Tr} = \frac{1}{\alpha_t} \cdot \ln\left(\frac{U_a}{U_e}\right) \cdot \left(\frac{d}{25}\right)^{1.5} \cdot \left(\frac{65}{\vartheta}\right)^{1.5} \qquad \textbf{(2)}$$

mit	t_{Tr}	[h]	Trocknungsdauer
	U_a	[%]	Anfangsfeuchte
	U_e	[%]	Endfeuchte
	d	[mm]	Brettdicke
	ϑ	[°C]	Trocknungstemperatur

Der Beiwert α_t ist von den oben genannten, die Trocknungszeit beeinflussenden Faktoren abhängig. Als Richtwerte gelten für Weichholz α_t = 0,0477 und für Hartholz α_t= 0.0265. Diese Werte können jedoch je nach Holzart stark schwanken [29].

Beispielsweise benötigt Buchenholz mit einer Brettdicke von 50 mm, einer Anfangsfeuchte von 60 %, einer gewünschten Endfeuchte von 12 % und einer mittleren Trocknungstemperatur von 65 ° C mit dem Trocknungsbeiwert von 0,021 nach dieser Gleichung eine Trocknungsdauer von ca. 217 Stunden.

2.2.4. Energiebedarf bei der Holztrocknung

Bei der Trocknung von Holz werden große Mengen an thermischer und elektrischer Energie benötigt. So beansprucht die konventionelle Trocknung etwa 60 % bis 70 % der in der Holzindustrie insgesamt verbrauchten Energiemenge [31]. Der weltweite Energiebedarf für die Holztrocknung liegt bei etwa 2×10^{17} J pro Jahr [32].

Angesichts dieser Tatsache und aufgrund der steigenden Rohholz- und Energiekosten wird seit einigen Jahren versucht, den Energieverbrauch bei der Holztrocknung zu reduzieren. Grundsätzlich ist dabei zwischen dem thermischen Energiebedarf für die Heizung und dem elektrischen Bedarf für den Ventilatorbetrieb zu unterschieden. Für die Beheizung eignen sich als Wärmeträger Dampf, Heiß- oder Warmwasser, Thermoöl sowie Luft. Als Energieträger werden meist Holz, Öl oder Gas verwendet. Bei Trocknungsbeginn ist der Energiebedarf unabhängig von der Beheizungsart am höchsten. Als üblicher Richtwert für den Entzug von einem Kilogramm Wasser gibt K. Hustede für Weichholz 4550 kJ und für Hartholz 6230 kJ an [29]. M. Koberle spricht sogar von einem durchschnittlichen Wärmebedarf von 3300 - 8000 kJ je kg verdampftes Wasser [33]. Festzuhalten bleibt, daß die dem Holz zu entziehende Wassermenge für den Wärmebedarf und somit für die Trocknungskosten von entscheidender Bedeutung ist.

Um die Energiekosten für die Beheizung zu senken, wurden neben einer Verbesserung der Wärmedämmung verschiedene Wärmerückgewinnungssysteme entwickelt. Einen vielversprechenden Weg stellt das sog. Bypaßverfahren dar, bei dem eine thermische Energieeinsparung von ca. 50 % im Vergleich zu herkömmlichen Trocknungsverfahren erreicht werden kann. Bei derartigen Anlagen wird in einem Bypaßluftstrom der in der Trockenkammerluft enthaltene Wasserdampf mit Hilfe einer Wärmepumpe kondensiert und das Wasser abgeleitet. Die getrocknete Luft wird der Trocknung wieder zugeführt und die durch die Kondensation frei gewordene Wärme für Heizzwecke nutzbar gemacht. Die Wärmepumpe und die Umluftgebläse werden durch ein Blockheizkraftwerk versorgt [34].

Der Energiebedarf für den Betrieb der Ventilatoren hängt hauptsächlich vom Volumenstrom, vom Wirkungsgrad der verwendeten Ventilatoren, von der Stapeltiefe sowie von der Trocknungsdauer ab. Mit einer computergesteuerten stufenlosen Drehzahlregelung lassen sich unter günstigen Gegebenheiten Stromeinsparungen von 50 % bis 60 % erreichen [35].

2.2.5. Trocknungsqualität

Durch die Schnittholztrocknung kann der Wert des Holzes erheblich erhöht, bei unsachgemäßer Durchführung jedoch auch bis zum völligen Wertverlust gemindert werden. Deshalb wird

der Kontrolle der Trocknungsqualität in der Praxis ein hoher Stellenwert beigemessen. Verschiedentlich wurden daher auch Versuche unternommen Beurteilungsverfahren zu etablieren, bei denen alle Eigenschaften von Schnittholz bewertet werden, die direkt durch den Prozeß der Trocknung beeinflußt werden können. Dazu gehören Parameter wie Holzfeuchte, Verteilung der Feuchte im Schnittholz, bestimmte Formen der Rißbildung, Zellkollaps, trocknungsbedingte Verfärbungen, bestimmte Arten von Formänderungen oder durch die Trocknung entstandene Spannungen [36]. Nicht zur Trocknungsqualität werden Eigenschaften des Schnittholzes gezählt, die durch die Wuchseigenschaften und Anisotropie des Holzes verursacht werden, wie z.B. Schwinddeformationen durch unterschiedliche Holzrohdichte, Holzfarbe oder Deformationen aufgrund des Holzfaserverlaufs.

International fehlen bisher allerdings allgemein anerkannte Richtlinien und Normen für die Beurteilung der Güte der technischen Trocknung. Für die Bewertung der getrockneten Bretter im Rahmen des vorliegenden Vorhabens wurde daher ein von Welling vorgeschlagenes Bewertungssystem [36] an die speziellen Eigenheiten und Bedürfnisse von Eukalyptusholz angepaßt und standardisiert. Im Folgenden werden die verwendeten Kriterien aufgezeigt und kurz erklärt.

2.2.5.1. Formänderungen

Verformungen von Schnittholz sind infolge der Schwindungs-Anisotropie in radialer und tangentialer Richtung bis zu einem gewissen Maße naturgegeben und können nicht als Trocknungsfehler angesehen werden. Vor allem das Verdrehen bzw. Windschiefwerden ist meist nicht auf eine fehlerhafte Trocknungsführung, sondern auf Drehwuchs zurückzuführen [13]. Folgende Formänderungen können während der Trocknung auftreten:

- Muldenbildung (cup): Vertiefung in Längsrichtung des Brettes, wodurch eine Arte Rinne gebildet wird.
- Verdrehung (twist): Vormals parallele Kanten verdrehen sich zueinander, wodurch das Brett die Form eines Propellers annimmt.
- Biegung (bow): Seitliche Krümmung entlang des Brettes in Richtung seiner Breite.

- Bogen: Krümmung entlang des Brettes in Richtung seiner Stärke. Diese Art der Verformung wird bei der Bewertung der Qualität von Schnittholz sehr häufig vernachlässigt, da sie bei der Verarbeitung leicht durch Verbinden mehrerer Bretter ausgeglichen werden kann.

2.2.5.2. Risse

- Oberflächenrisse: Tiefere Risse auf der Oberfläche der Bretter. Ursache ist meist ein durch falsche Trocknungsführung verursachtes, zu hohes Feuchtegefälle von der Oberfläche zur Brettmitte. Es handelt sich deshalb meist um einen vermeidbaren Trocknungsfehler.

- Hirnrisse: Diese entstehen bei einer zu raschen Trocknung der Schnittholzenden, da durch eine rasche Feuchtebewegung in Faserrichtung ein schnelleres Austrocknen dieser Bereiche stattfindet. Hirnrisse können durch sorgfältige Stapelung, verschließen der Hirnenden mit Wachsfarbe und richtige Trocknungsführung weitgehend vermieden werden.

- Innenrisse: Innenrisse entstehen durch Verformungen infolge starker Feuchtegradienten während der Trocknung. Sobald die durch die trocknungsbedingte Schwindung auftretenden Zugspannungen größer werden als die entsprechende Zugfestigkeit des Holzgewebes, reißt es. Deshalb entstehen diese Risse besonders an bereits vorhandenen Schwachstellen wie z.B. in Richtung der Markstrahlen, also in radialer Richtung. Auch hier handelt es sich meist um durch geeignete Trocknungsführung vermeidbare Defekte.

- Haarrisse: Feine mehr oder weniger unbedeutende Oberflächenrisse. Laut DIN-Norm 68366 können sie vernachlässigt werden, wenn sie nicht tiefer als 10 % der Brettstärke sind [13].

2.2.5.3. Zellkollaps

Darunter versteht man eine großflächige, unregelmäßige Schwindung. Dies tritt vor allem bei unsachgemäßer Trocknung von sehr feuchten Laubhölzern auf. Bei zu rascher Trocknung entstehen durch kapillaren Sog Kräfte im Holz, die schon vor dem Unterschreiten der Fasersättigung zu Zelleinbrüchen führen können **(Bild 5)**. Der Zellschwund wird dabei nicht durch das Schwinden der Zellwände verursacht. Vielmehr können die Zellwände dem Unterdruck in den größeren Zellhohlräumen (Lumina), hervorgerufen durch rasche Verdampfung des Wassers an der Holzoberfläche, nicht standhalten und fallen in sich zusammen [13].

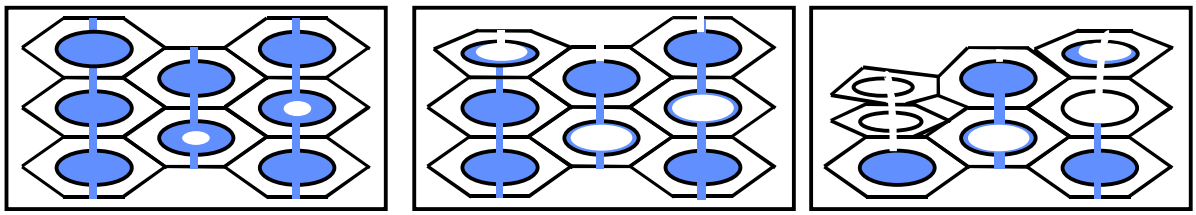


Bild 5: Phasen bei der Entstehung von Kollaps.

Der Vorgang des Zellkollapses ist auch temperaturabhängig, da mit steigender Temperatur die Festigkeit des Holzgewebes abnimmt. Die Festigkeit nimmt ab, weil die chemischen Bindungen in den Holzzellwänden verändert und der Zusammenhalt der Hemicellulosen und Ligninverbindungen geschwächt wird [37, 38].

2.2.5.4. Holzfeuchte

Die Holzfeuchte ist eines der wichtigsten Kriterien für die Trocknung. Sie kann mit verschiedenen Methoden ermittelt werden, wobei gilt:

$$U = \left(\frac{m_W}{m_W + m_{Ts}} \right) \cdot 100 \qquad \textbf{(3)}$$

In der Holzbranche wird jedoch meist nicht die Gutfeuchte sondern der auf die Trockensubstanz bezogene Wassergehalt verwendet, woraus folgt:

$$U = \left(\frac{m_W}{m_{Ts}} \right) \cdot 100 \qquad \textbf{(4)}$$

Das übliche Verfahren zur Bestimmung der Holzfeuchte für sämtliche Feuchtigkeitsbereiche stellt die Darrmethode dar und wurde in DIN 52 183 bzw. ISO 3130-1975 genormt. Bei diesem Verfahren wird eine Holzprobe etwa 50 cm vom Stirnende des zu prüfenden Brettes entnommen **(Bild 6)** und zur Ermittlung des Naßgewichtes anschließend gewogen. Danach wird die Probe bei einer Temperatur von 103 °C $\pm$ 2 °C bis zur Massenkonstanz getrocknet. Die abschließende Wägung ergibt das Trockengewicht. Nach **Gleichung (3)** läßt sich der Feuchtegehalt der Probe berechnen. Dieses Verfahren ist jedoch bei Holzarten mit leicht flüchtigen Bestandteilen (ätherische Öle, Harze) nicht anwendbar, da diese Stoffe bereits bei Temperaturen unter 100 °C verdampfen und somit ein signifikanter Massenverlust entsteht. Der genaue Feuchtegehalt dieser Holzarten läßt sich entweder durch das Trocknen im Vakuumschrank (Temperatur ca. 50 °C, Druck < 1 hPa) oder im Exsikkator mit einem Trockenmittel (z.B. Phosphorpentoxid) bestimmen [13].

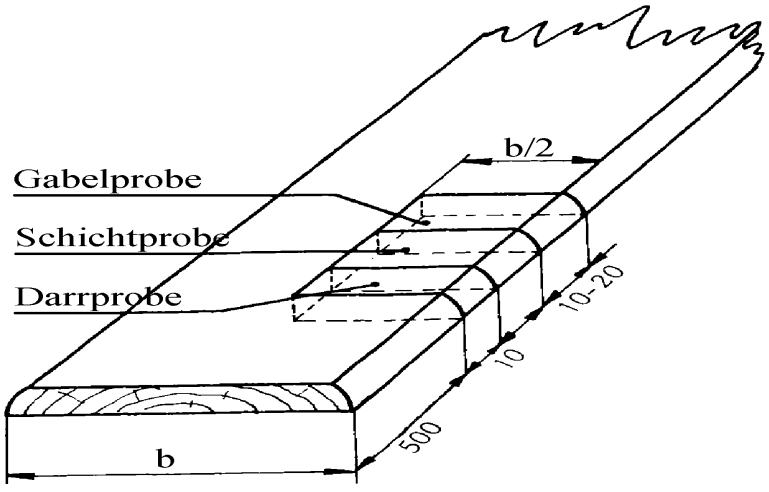


Bild 6: Entnahme einer Darrprobe, Schichtprobe und Gabelprobe aus einem Brett; verändert nach Hildebrand [25].

Eine schnellere, jedoch weniger exakte Messung der Holzfeuchte ist mit elektrischen Meßgeräten möglich. Diese nutzen den Zusammenhang zwischen dem Feuchtegehalt und der elektrischen Leitfähigkeit des Holzes. Die unterschiedlichen dielektrischen Konstanten des Wassers und des trockenen Holzes bewirken eine Änderung des kapazitiven Widerstandes zwischen zwei angelegten Elektroden, weshalb der fließende Strom proportional zur Holzfeuchte ist. Meßwerte mit vertretbar geringer Abweichung liefern diese Meßgeräte im Bereich zwischen 5 % und 30 % Holzfeuchte. Moderne elektrische Holzfeuchtemeßgeräte besitzen eine Temperatur- sowie eine Holzartenkorrektur und lassen sich je nach Einsatzzweck mit verschiedenen Elektroden verwenden. Für diese Messung ist es wichtig zu wissen, daß es selbst innerhalb eines Brettes zu Feuchtigkeitsunterschieden kommen kann. Diese können mit der Entnahme einer Schichtprobe, wie es **Bild 6** zeigt, ermittelt werden.

Schwierigkeiten bei der Feuchtemessung bereitet in der Praxis die Festlegung des Stichprobenumfangs einer Ladung. Der nach einer CEN-Normung (Normenentwurf prEN 175-13.01) vorgeschlagene Stichprobenumfang kann in der Praxis nicht eingehalten werden, da bereits zur Ermittlung der Holzfeuchte eines einzelnen Brettes eine unvertretbar große Zahl an Einzelmessungen notwendig wäre. Gemäß ISO 2859, wo der erforderliche Stichprobenumfang in Abhängigkeit von der Losgröße festlegt wird, müßte eine 65 mm starke Eichenbohle von 4 m Länge an 24 Stellen gemessen werden.

Auch der Normenentwurf prEN 12169, ist nicht zufriedenstellend, da hierbei aus einem beliebig großen Los maximal 4 Pakete gezogen werden, die ebenfalls nach ISO 2859 bewertet werden. Dabei ist das Ergebnis zu stark von den zufällig ausgewählten Paketen abhängig [36].

Aus diesen Gründen wurde die Anzahl der Stichproben pro Ladung beim vorliegenden Vorhaben nach eigenem Ermessen bzw. gemäß der Erfahrung aus verschiedenen sehr umfangreich beprobten Trocknungsversuchen festgelegt: Es wurden aus jedem achten Holzstapel jeweils 10 Bretter an verschiedenen Stellen entnommen. Pro Trocknungsversuch wurden dementsprechend 7 Stapel nach folgendem Muster beprobt:

- Mittlere Holzfeuchte: Die Bestimmung der Holzfeuchte erfolgte mit Hilfe eines elektrischen Meßgerätes in Brettmitte und an der Hirnseite in einer Tiefe der halben Brettstärke. Zusätzlich dazu wurde die Feuchte in der Brettmitte auch an der Oberfläche in etwa 5 mm

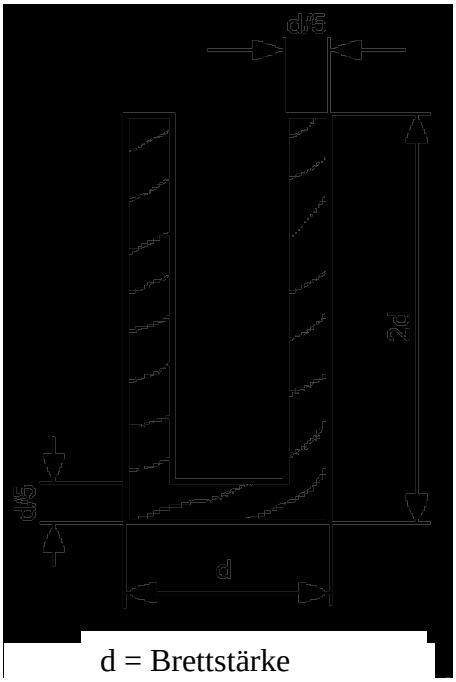
Tiefe bestimmt. Aus diesen 3 gleichgewichteten Werten wurde dann der Mittelwert berechnet. Stichprobenartig wurde die Feuchte auch gravimetrisch durch Entnahme einer Probe in 1 m Abstand von der Stirnseite gemessen.

- Holzfeuchtestreuung: Zusätzlich zur mittleren Holzfeuchte wurde die Streuung aller Einzelwerte bestimmt. Die Streuung gibt Auskunft darüber, ob der bestimmte Mittelwert aus einer stark schwankenden Stichprobe mit sehr trockenen und sehr feuchten Brettern stammt oder ob eine homogene Feuchteverteilung vorliegt.

2.2.5.5. Verschalung

Verschalung ist eine allgemeine Bezeichnung für den Zustand eines nicht spannungfreien Holzes, das durch überdehnte äußere Zonen gekennzeichnet ist. Starke Verschalungen können zu Rißbildungen und bleibenden Formveränderungen führen, sofern sie nicht frühzeitig beseitigt werden [13]. Eine Prüfung des Holzes auf eventuell vorhandene Verschalungen kann mittels einer Gabelprobe erfolgen. Die Entnahme einer Gabelprobe aus dem Brett ist aus **Bild 6** ersichtlich.

Zur quantitativen Bestimmung des Verschalungsgrades wird ein aus dem Schnittholz genommener Querriegel oberflächenparallel mit einer Bandsäge bearbeitet **(Bild 7)**. Durch die Trennung der Schichten, die sich gegenseitig am Schwinden hindern, kommt es zu einer durch Trocknungsspannungen verursachten Verformung. Die Zinken der Gabelprobe deformieren sich hierbei entsprechend dem lokal vorliegenden Spannungszustand (Bild 7). Existieren im Querriegel noch Feuchtegradienten, dann verstärken bzw. verursachen diese die Deformationen. Zur Untersuchung bleibender Deformationen werden die Proben deshalb erst nach 24 bis 48 Stunden ausgewertet, wenn ein ausreichender Feuchteausgleich stattgefunden hat [36, 39].



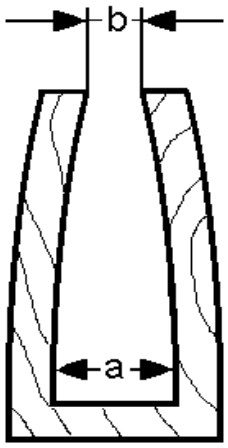


Bild 7: Maße einer Gabelprobe Auswertung einer Gabelprobe

2.2.5.6. Verfärbungen

Unter Verfärbungen versteht man unregelmäßige Abweichungen von der natürlichen Farbe des Holzes. Neben natürlich vorhandenen Farbunterschieden im Holz durch z.B. verschiedene Gewebe wie Kern- und Splintholz, können Verfärbungen während der Trocknung entstehen. Die wichtigsten Ursachen für Verfärbungen sind hierbei die Aktivität von Mikroorganismen durch zu langsame Trocknung (Bläuepilz bei Fichte), physiologische Reaktionen des Holzgewebes durch zu hohe Temperaturen, biochemische Reaktionen durch Enzyme des Holzes bei zu langsamer Trocknung und chemische Reaktionen durch zu hohe Trocknungstemperaturen [13].

2.2.5.7. Qualitätsklassifizierung

In der EDG-Richtlinie „Trocknungsqualität“ von 1994 werden für Schnittholz bezüglich der Kriterien mittlere Holzfeuchte, Holzfeuchtestreuung und Verschalung drei Trocknungsqualitätsklassen definiert: Exklusiv, Qualität und Standard. Dabei soll den Anforderungen der Holzverarbeiter Rechnung getragen werden. Die Klasseneinteilung und die dazugehörenden Grenzwerte sind in **Tabelle 6** aufgezeigt.

Tabelle 6: Übersicht über die Qualitätskriterien für Schnittholz.

	2. Wahl	Standard	Qualität	Exklusiv
Mittlere Holzfeuchte				
d ≤ 40 mm	Ohne Grenzen	+3 % / –3 %	+2 % / –2 %	+1,5 % / –1,5 %
d > 40 mm	Ohne Grenzen	+3 % / –3 %	+2,5 % / –2,5 %	+2 % / –2 %
Holzfeuchtestreuung				
d ≤ 40 mm	Ohne Grenzen	+4 % / - offen	+3 % / –3 %	+2 % / –2 %
d > 40 mm	Ohne Grenzen	+6 % / - offen	+4 % / –4 %	+3 % / –3 %
Verschalung				
Sofort	Stark	Mäßig	Leicht	Leicht
Nach 24 Stunden	Stark	Stark	Mäßig	Leicht

Bei der mittleren Holzfeuchte können die gemessenen Mittelwerte (2.2.5.4) um die jeweils aufgeführten Prozentpunkte vom gewünschten Endfeuchtewert abweichen, um die jeweilige Klasse zu erreichen.

Bei der Klassifizierung der Holzfeuchtestreuung wird berücksichtigt, daß Holz ein Naturprodukt ist, das auch bei sorgfältigster Trocknungsführung niemals vollkommen homogene Werte aufweist. Deshalb dürfen 10 % der gemessenen Werte außerhalb der vorgegebenen

Grenzen liegen. Zum besseren Verständnis wird in **Tabelle 7** beispielhaft eine Klassifizierung von 27 mm Brettern auf Klasse „Qualität“ aufgezeigt.

Tabelle 7: Beispiel einer Klassifizierung der Holzfeuchtestreuung bei einer Stichprobe von 10 Brettern mit einer Stärke von 27 mm, die auf 12 % Holzfeuchte getrocknet wurden.

Standard	Qualität	Exklusiv	Qualität	Standard	2. Wahl
bis 9 %	9 - 10 %	10 – 14 %	14 - 15 %	15 - 16 %	über 16 %
8,4 %	9,3 %	12,1 % 13,8 %	14,3 %		17,9 %
7,8 %	9,7 %	11,2 % 11,5 %	14,1 %		
	9,2 %	13,8 % 10,0 %	14,8 %		
	9,3 %	11,9 % 10,7 %	14,7 %		
	9,9 %	12,6 % 14,8 %	14,8 %		
		13,7 % 12,8 %	14,3 %		
		11,5 % 13,5 %	14,5 %		
		10,0 %			

Bei der Klassifizierung des Verschalungsgrades wird die Veränderung der Gabelwert (a-b) (2.2.5.5) mit Hilfe einer Schieblehre gemessen und mit den Werten aus der Schablone in **Bild 8** verglichen. Nach dem Grad der Verschalung kann dann nach Tabelle 6 die Klassifizierung stattfinden.

Qualitätskriterien, wie Formveränderungen und Risse werden bis heute in erster Linie visuell bewertet und können demzufolge nur schwer quantifiziert werden. Im Gegensatz dazu können die Qualitätskriterien Verschalung, mittlere Holzfeuchte und Streuung der Holzfeuchte auf einfache Weise quantitativ bestimmt werden. Diese drei Kriterien reichen für eine Beurteilung aus und „können sowohl dem Holzproduzenten Sicherheit über die Qualität der Trocknung als auch dem Holzkunden eine Garantie der erstandenen Holzqualität geben“ [36].

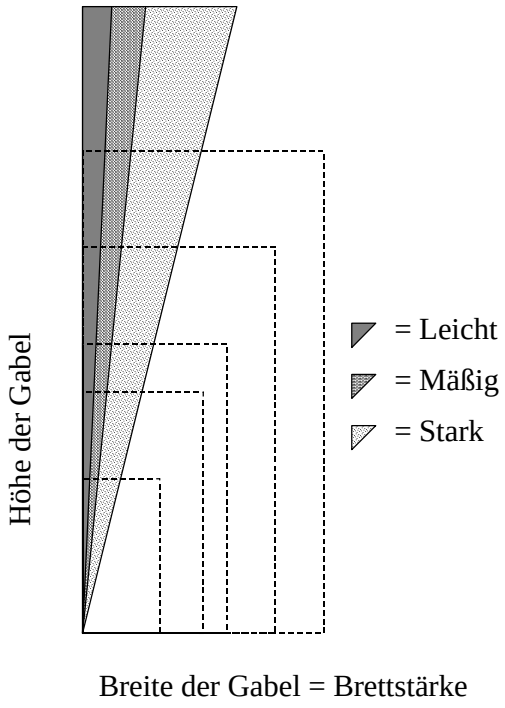


Bild 8: Schablone zur Bestimmung des Verschalungsgrades einer Holzprobe nach [36].

2.3. Literaturüberblick über die bekannten Trocknungsverfahren für Schnittholz

2.3.1. Freilufttrocknung

Neben dem Umluftkammerverfahren dominiert weltweit bei der Schnittholztrocknung nach wie vor das Freiluftverfahren. Im Gegensatz zur konventionellen Trocknung ist das Freiluftverfahren ein witterungsabhängiger Prozeß, dessen Ablauf kaum beeinflußt werden kann. Die Trocknung erfolgt durch Sonne und Wind und basiert auf der Tatsache, daß Holz sich mit der Zeit immer auf die Umgebungsfeuchte einstellt. Deshalb ist der Erfolg der Freilufttrocknung sehr stark vom Klima und vom Standort abhängig. Die Trocknung erfolgt entweder in freier Luft auf dem Holzplatz oder in offenen Schuppen. Unter mitteleuropäischen Klimabedingungen mit deren jahreszeitlichen Schwankungen sind allerdings nur Endfeuchten bis etwa 15 % möglich [14]. Da das Holz jedoch für die meisten Anwendungen niedrigere Endfeuchtegehalte aufweisen soll, eignet sich in dieser Region die Freilufttrocknung vor allem zum Vortrocknen des Holzes, d.h. es muß ein technischer Trocknungsprozeß folgen. Die meisten Hölzer können prinzipiell im Freien vorgetrocknet werden. Empfindliche Holzarten müssen jedoch zur Verhinderung von Verfärbungen von Anfang an unter Dach getrocknet werden. Zu diesen Hölzern gehören unter anderem Ahorn, Birke, Birnbaum, Föhre, Buche und Kirschbaum.

Ein großer Vorteil der Freilufttrocknung sind die geringen Energiekosten, da normalerweise keine Fremdenergie benötigt wird. Diese fällt nur dann an, wenn Ventilatoren zur Erhöhung der Luftbewegung eingesetzt werden. Dadurch kann die lange Trocknungsdauer, die je nach Holzart und Holzdicke zwischen drei Monaten und drei Jahren dauert, vor allem bei sehr feuchtem Holz erheblich reduziert werden. Der Einsatz von Ventilatoren ist bei der Freilufttrocknung nur oberhalb des Fasersättigungspunktes sinnvoll, da unterhalb von diesem Punkt keine beschleunigte Trocknung mehr feststellbar ist [29].

Als Nachteil ist der hohe Platzbedarf zu erwähnen und die Tatsache, daß durch die langen Trocknungszeiten eine erhebliche Kapitalbindung erfolgt. Außerdem läuft die Trocknung unter nicht beeinflußbaren Wetterbedingungen ab. So können beispielsweise intensive Sonneneinstrahlung und Föhnstürme zu Verschalungen und Rissen führen.

Zur Vermeidung von Trocknungsschäden und zur Verkürzung der Freilufttrocknung ist ein richtiges Stapeln des Schnittholzes entscheidend. Das Hirnholz, welches sich an den Schnittholzenden befindet, muß vor direkter Sonneneinstrahlung geschützt werden, sonst kommt es zu einer starken Rißbildung. Der Holzstapel sollte immer quer zur Hauptwindrichtung angelegt sein, damit der natürliche Windstrom voll genutzt wird. Bei Holzlagerplätzen im Freien muß darauf geachtet werden, daß auch von der Unterseite her genügend Frischluft an den Stapel gelangt. Grasbewachsene Flächen unter dem Holzstapel sind problematisch, da durch die höhere Luftfeuchte die Gefahr eines Pilzbefalles stark ansteigt. Außerdem muß das Holz gegen die Einflüsse von Regen und Sonne abgedeckt werden [40].

2.3.2. Vortrockner

Niedrigtemperaturtrockner mit konstanten Temperatur- und Klimaverhältnissen sind ein Schritt von der Freilufttrocknung zur technischen Trocknung. Sie werden ebenfalls zum Vortrocknen von Holz benutzt. In der Kammer wird ein sog. „Schönwetterklima“ von 20 - 40 ° C mit einer relativen Luftfeuchte von etwa 70 % eingestellt. Dadurch können die meisten Nachteile der Freilufttrocknung deutlich verringert werden. Das Holz trocknet schonender und schneller und es kommt zu weniger Trocknungsschäden. Vorteilhaft bei dieser Tocknungsart ist, daß verschiedene Holzarten und Holzstärken gleichzeitig getrocknet werden können [14].

2.3.3. Konventionelle Trockner

2.3.3.1. Frischluft-Ablufttrockner

Die Frischluft-Ablufttrocknung oder auch Umluft-Kammertrocknung ist die gebräuchlichste Art der technischen Trocknung mit einem Marktanteil von über 90 %. Bei diesem Verfahren wird die Trocknungsluft hinsichtlich Temperatur und Feuchte konditioniert und durch Ventilatoren in einer geschlossenen Trocknungskammer kontinuierlich umgewälzt. Die Umluft wird dabei durch eingebaute Wärmetauscher geführt und nimmt auf ihrem Weg durch den Holzstapel Feuchtigkeit auf. Ein Teil der Luft wird anschließend durch Abluftklappen ins

Freie transportiert bzw. durch Frischluft die einen geringeren Wassergehalt besitzt ersetzt. Mit dem Luftstrom wird dem Holz konstant Wärme zugeführt und die austretende Feuchte abgeführt [15]. In **Bild 9** wird der schematische Aufbau einer Frischluft-Ablufttrocknungsanlage gezeigt.

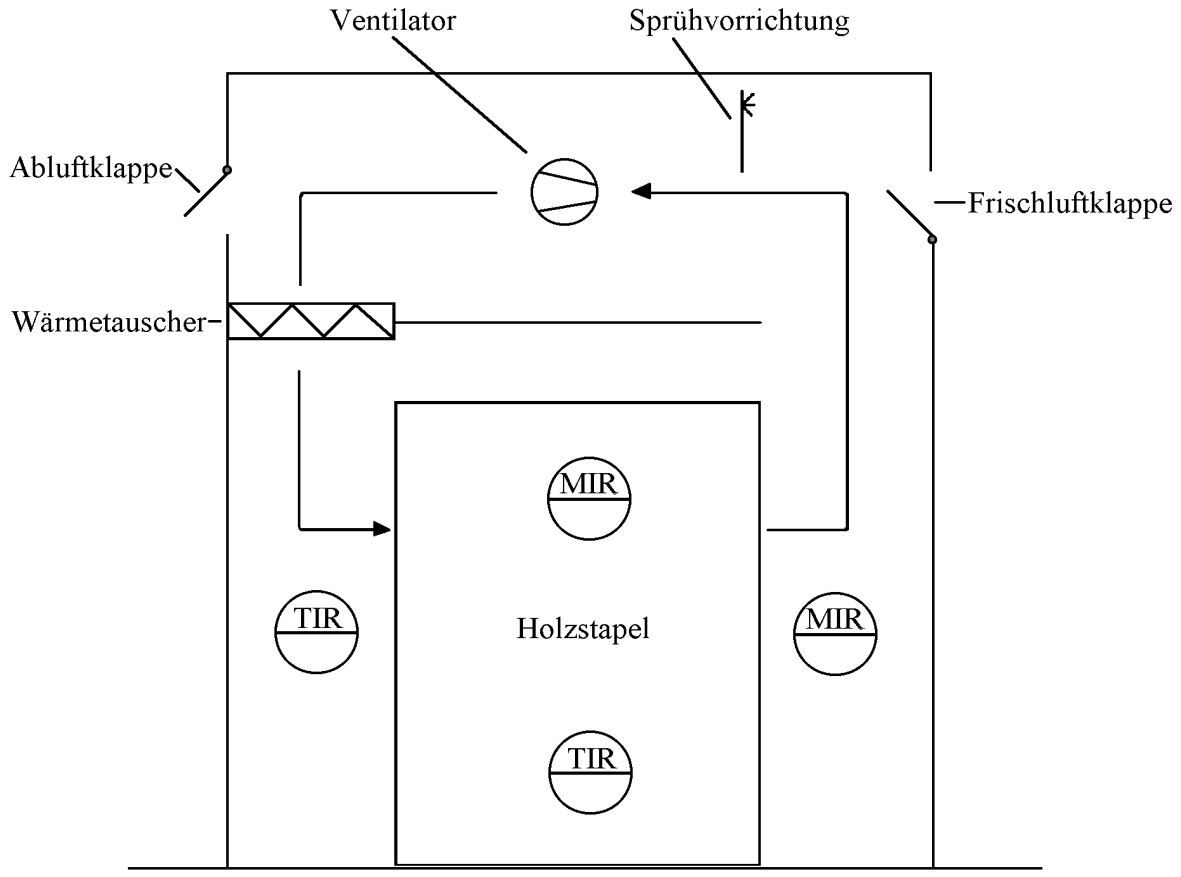


Bild 9: Frischluft-Ablufttrockner mit Axialventilator.

Das Fassungsvermögen der Kammern bei der Frischluft-Ablufttrocknung reicht von 1 m^3 bis etwa 150 m^3 Nutzinhalt, bei querbelüfteten Spezialanlagen sogar bis 4000 m^3. Das Einfahren des Holzstapels erfolgt je nach Bauweise frontal, seitlich oder von oben. Es werden verschiedene Bauarten unterschieden. Gemauerte Anlagen werden heute kaum noch gebaut. Kleinsttrockner werden meist längsbelüftet und elektrisch beheizt. Sie werden entweder fertig als komplette Trocknereinheiten oder als Aggregatteil, das alle wichtigen Einrichtungen für

das Trocknen beinhaltet, zum Selbstbau angeboten. Oft ist bei diesen Kammern aufgrund der geringen Größe keine Sprüheinrichtung nötig.

Trocknungsmaschinen sind komplett zusammengesetzte Trockner, die anschlußfertig geliefert werden. Sie haben ein rundum geschlossenes Gehäuse und sind auf ein Fassungsvermögen von 12-15 m^3 begrenzt.

Trockner in Kasettenbauweise schließlich sind Großtrockner, die fast immer aus Ganzmetall gebaut werden. Die Verkleidung der zweischaligen Kassetten bestehen meist aus Reinalu, $AlMg_3$ oder aus AlMgSi 0,5. Sie erreichen mit einer Dämmstärke von 60-100 mm eine Wärmedurchgangszahl von k = 0,4-0,5 W/m^2 K. Als Material für die Dämmung wird Steinwolle, Glasfasermatten oder Polyurethanschaum benützt. Bei dieser Bauart muß ein Fundament vorbereitet werden. Eine nachträgliche Vergrößerung der Kammer ist aufgrund der Elementbauweise möglich. Selbst eine Demontage und ein Wiederaufbau an anderem Ort kann bewerkstelligt werden. Früher wurden Großtrockner mit Gleiswagen beschickt. Da diese Gleiswagen jedoch einen großen Platzbedarf haben, wird seit einigen Jahren der Beschickung mit Front- oder Seitenstaplern der Vorzug gegeben. Großanlagen sind generell querbelüftet. Die Axialventilatoren können entweder seitlich vom Holzstapel oder oberhalb einer Zwischendecke installiert werden. Für die seitliche Installation spricht der geringere Energiebedarf. Um eine gleichmäßigere Durchlüftung zu erreichen, wird jedoch in der Praxis der Lüfter meist oberhalb der Zwischendecke eingebaut. Ventilatorenmotoren, die für hohe Umgebungstemperaturen und eine hohe relative Luftfeuchte geeignet sind, können direkt in die Kammer installiert werden. Dies hat zur Folge, daß weniger Geräusch entsteht, Wärmebrücken vermieden werden und die Geräteabwärme genutzt wird [32].

Unterschieden werden bei dem Zuluft-Abluft-Verfahren die „Niedrigtemperaturtrocknung“, die „Normaltemperaturtrocknung“ und die „Hochtemperaturtrocknung“. Die Niedrigtemperaturtrocknung spielt sich in einem Temperaturbereich von 15-45 °C, die Normaltemperaturtrocknung zwischen 45 und 90 °C und die Hochtemperaturtrocknung zwischen 90 und 130 °C ab.

2.3.3.1.1. Niedertemperaturtrocknung

Die Niedertemperaturtrocknung ist sehr qualitätsschonend, führt aber zu relativ langen Trocknungszeiten. Aufgrund der hohen Investitionskosten für geregelte Trocknungskammern wird sie deshalb bisher aus wirtschaftlichen Gründen nur bei der Vortrocknung von empfindlichen Laubholzarten bis zu einer Holzfeuchte von ca. 20 % eingesetzt.

2.3.3.1.2. Hochtemperaturtrocknung

Bei der Hochtemperaturtrocknung (ϑ = 90-130 °C) werden die Holzeigenschaften aufgrund der hohen Temperaturen häufig negativ beeinflußt. Deshalb wird dieses Verfahren in der Praxis nur vereinzelt angewandt. Getrocknet werden hauptsächlich schwache Nadelhölzer. Harte Laubhölzer eignen sich generell nicht für diesen Trocknungsprozeß, da es bei diesen Hölzern zu Verfärbungen kommt. Die hohen Temperaturen bewirken allerdings auch eine gewisse Plastifizierung des Holzes. Dadurch kann es beim Trocknen von Hölzern, die zum Verwerfen und Verdrehen neigen, zu Qualitätsverbesserungen kommen. Ein weiterer Vorteil dieses Verfahrens ist die Verkürzung der Trocknungsdauer gegenüber der Normaltemperaturtrocknung um bis zu 60 % [29].

2.3.3.1.3. Normaltemperaturtrocknung

Die Normaltemperaturtrocknung (ϑ = 30-90 °C) stellt das Standardverfahren der technischen Trocknung dar. Die Vor- und Nachteile der Normaltemperaturtrocknung nach dem Frischluft-Abluft-Prinzip sind im Folgenden aufgeführt (nach [15, 25] erweitert).

Vorteile:

- Trocknung aller Holzarten und Holzdicken, von jeder Anfangsfeuchte bis zur gewünschten Endfeuchte mit engen Endfeuchtetoleranzen möglich
- Mittlere bis kurze Trocknungsdauer durch die möglichen hohen Temperaturen

- Beheizung mit verschieden Heizmedien möglich

Nachteile:

- Großer thermischer und elektrischer Energieaufwand und damit verbunden hohe Kosten
- relativ schlechter Wirkungsgrad durch den ständigen Luftaustausch
- Umweltbelastung durch Abwässer, Dämpfe und Lärm
- Hohe Ansprüche an die Trocknungskammer und daher hohe Baukosten

Ein Weg, die hohen Kosten zu reduzieren, ist die Verringerung der benötigten Wärmeenergie. In Kapitel 2.2.4 wurde in diesem Zusammenhang bereits über Wärmerückgewinnungssysteme berichtet. Eine weitere Möglichkeit ist das von der Firma Brunner entwickelte Verbundverfahren. Bei diesem Verfahren sind zwei oder mehrere Trocknungskammern durch einen Luftkanal verbunden, so daß ein Luftaustausch zwischen den Kammern möglich ist. Ein Regelcomputer errechnet aus den einzelnen Kammerbedingungen und den Daten einer Außenklima-Meßstation die optimale Trocknung. Dazu regelt er die Drehzahl und Laufrichtung der Ventilatoren und ebenso den Feuchtegehalt der Luft in den einzelnen Kammern. Kammereigene Wärmetauscherflächen dienen der Wärmerückgewinnung und der Entfeuchtung. Bei einem Kammerverbund von drei und mehr Kammern läßt sich mit diesem System bis zu 30 % Energie einsparen [41, 42]. Alle derzeit bekannten Systeme zur Energieeinsparung bei Normaltemperaturtrocknern sind allerdings mit einer deutlichen Erhöhung der erforderlichen Investitionskosten verbunden und sind nur wirtschaftlich, wenn mit relativ hohen Temperaturen getrocknet wird.

2.3.3.2. Kondensationstrockner

Diese Trockner arbeiten wie die Frischluft-Ablufttrockner nach dem Prinzip der Verdunstungstrocknung. Hier handelt es sich jedoch um einen geschlossenen Kreislauf, d.h. die Luft wird nicht ins Freie abgegeben sondern die Feuchte wird durch ein Kühlaggregat auskondensiert. Getrocknet wird mit relativ niedrigen Temperaturen von 45-60 °C, in Ausnahmefällen bis zu 70 °C.

Das Arbeitsprinzip der Kondensationstrockner stellt sich wie folgt dar: Die feuchte, warme Luft aus dem Holzstapel wird angesaugt und über den Verdampfer eines Kühlaggregats geleitet. Dort nimmt das flüssige Kältemittel die Wärme auf und verdampft. Durch den Wärmeentzug kondensiert die in der Luft vorhandene Feuchtigkeit und wird in Form von Wasser abgeführt. Die entwässerte Luft wird anschließend am Kondensator wieder erwärmt und dem Trocknungsprozess zugeführt [15].

Der Prozeß der Wärmerückgewinnung wird durch die Erwärmung der Kammerluft mit einer Zusatzheizung auf ca. 20 °C eingeleitet. Die Zusatzheizung kann grundsätzlich mit den gleichen Heizmedien wie die Frischluft-Ablufttrocknung erfolgen, meist wird jedoch elektrisch beheizt. Kondensationstrockner besitzen ein Fassungsvermögen von bis zu 150 m^3.

Vorteile:

- Schonende Trocknung durch relativ niedrige Temperaturen
- Einsparung von thermischer Energie durch Wärmerückgewinnung

Nachteile:

- Relativ lange Trocknungszeiten und damit verbunden eine hohe Kapitalbindung
- Hoher elektrischer Energiebedarf
- Hohe Betriebskosten, vor allem wenn das Aufheizen ausschließlich mit elektrischer Energie erfolgt und wenn auf sehr niedrige Endfeuchtewerte getrocknet werden soll
- Die tendenziell höhere Luftfeuchte fördert Verfärbungen bei empfindlichen Hölzern

Kondensationstrockner werden derzeit wie Niedertemperaturtrockner vor allem für die Vortrocknung von schwierig zu trocknenden Laubhölzern in der Parkett- und Gestellindustrie eingesetzt. Das Holz wird anschließend in herkömmlichen Nomaltemperatur-Frischluft-Ablufttrocknern bis zur gewünschten Endfeuchte weitergetrocknet.

2.3.3.3. Vakuumtrockner

Ende der 70er Jahre wuchs das Interesse an diesem Verfahren, ließ in den Folgejahren aber wieder nach. Gründe hierfür waren die hohen Investitionskosten, die damals nur geringen Baugrößen sowie die komplizierte Steuerungstechnik. In den letzten Jahren gewann die Vakuumtrocknung allerdings wieder an Bedeutung [43].

Die Vakuumtrocknung basiert auf der Tatsache, daß der Siedepunkt des im Holz enthaltenen Wassers bei einer Verminderung des Druckes sinkt. Der Außendruck wird mit Hilfe einer Vakuumpumpe bei gegebener Holztemperatur soweit künstlich abgesenkt, bis das im Holz befindliche Wasser siedet und zu verdampfen beginnt. Dies führt zu einem Gesamtdruckgefälle über den Brettquerschnitt und zu einem raschen Dampftransport zur Oberfläche. Die Trocknung läuft im sogenannten Grobvakuum ab. Dies entspricht einem Druckbereich von 96 hPa bis 157 hPa.

Bei allen Trocknungsverfahren wird die zur Wasserverdampfung erforderliche Wärme mit Hilfe eines geeigneten Mediums direkt auf das Holz übertragen. Eine Wärmeübertragung durch Umluft ist im Vakuum nicht möglich. Deshalb werden in der Praxis kontinuierlich und diskontinuierlich arbeitende Anlagen unterschieden.

2.3.3.3.1. Kontinuierliches Verfahren

Bei der kontinuierlich arbeitenden Anlage (Plattenanlage) erfolgt die Wärmezufuhr über Heizplatten, die beim Stapeln zwischen jede Holzlage gelegt werden. Die Heizplatten werden in der Regel über einen Warmwasseranschluß erhitzt. Die vom Holz abgegebene Feuchtigkeit wird teilweise an den Trocknerwänden, hauptsächlich aber an stehenden Kühlflächen auskondensiert. Während der Trocknung schwankt die Temperatur des Holzes in Abhängigkeit vom Feuchtegehalt zwischen der Heizplattentemperatur und der dem Unterdruck entsprechenden Siedetemperatur. Die Vor- und Nachteile gegenüber dem diskontinuierlichem Verfahren sind folgende:

Vorteile:

- kürzere Trocknungszeiten
- schonende Trocknung und gute Holzqualität
- geringere Energiekosten

Nachteile:

- lange Beschickungs- und Entleerungszeiten durch den erforderlichen Einbau der Heizplatten
- wesentlich höhere Investitionskosten
- bei verdrehten Hölzern unzureichende Wärmeübertragung

2.3.3.3.2. Diskontinuierliches Verfahren

Bei der diskontinuierlich arbeitenden Anlage (plattenlose Anlage) erfolgt die Erwärmung des Holzes konvektiv mittels umgewälzter Luft. Das Holz wird mit üblichen Stapelleisten gestapelt und mit einem Stapelwagen der Trocknungskammer zugeführt. Nach der Beheizungsphase wird das Vakuum erzeugt und das Holz beginnt zu trocknen. Die Holztemperatur sinkt jedoch in Abhängigkeit der Wasserabgabe mehr oder weniger rasch und der Trocknungsvorgang kommt zum erliegen. Um dem Holz die nötige Wärme wieder zuzuführen, wird das Vakuum unterbrochen und die Kammer mit Warmluft als Energieträger erneut beheizt. Dieser Ablauf wiederholt sich bis zum Erreichen der gewünschten Endfeuchte.

Vorteile:

- kurze Beschickungs- und Entleerungszeiten
- geringere Investitionskosten durch den Wegfall der Heizplatten

Nachteile:

- o längere Trocknungszeiten
- o Gefahr von Trocknungsschäden
- o höhere Energiekosten
- o größerer Verschleiß der Vakuumpumpe

Bild 10 zeigt den Aufbau der beiden Verfahren.

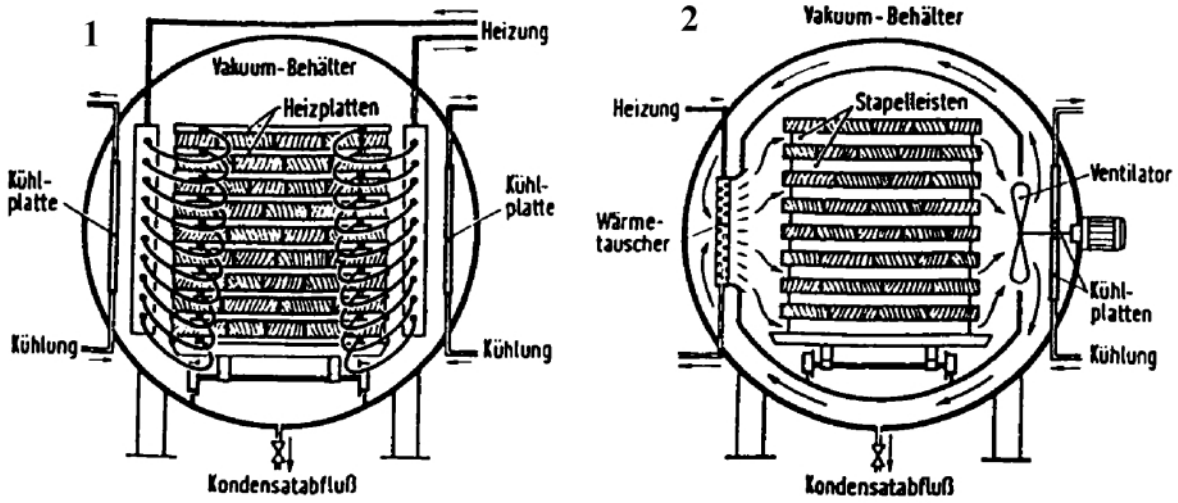


Bild 10: Prinzip der Vakuum - Holztrocknung; 1 Plattenanlage 2 Plattenlose Anlage; nach Annies, Ermschel [25].

Bis in die 90er Jahre war der Nutzinhalt von Vakuumtrocknern aus technischen Gründen auf etwa 25 m^3 begrenzt. Damit verbunden lagen die Investitionskosten pro m^3 Stapelraum etwa doppelt so hoch wie bei den anderen Verfahren [14]. Inzwischen werden jedoch Anlagen mit einem Nutzinhalt von 100 m^3 und mehr angeboten, so daß die Vakuumtrocknung in bestimmten Bereichen konkurrenzfähig zu der Frischluft- Ablufttrocknung geworden ist [43]. Generell sind aber die Investitionskosten sowie der elektrische Energiebedarf deutlich höher wie bei Zuluft-Ablufttrocknern.

2.3.3.4. Weitere Trocknungsverfahren

Neben den bisher beschriebenen konventionellen Trocknungsverfahren gibt es noch einige Sonderverfahren, z.B. die Hochfrequenztrocknung, die Mikrowellentrocknung u.a. Diese Verfahren werden in der Praxis jedoch kaum angewandt, da die Einsatzbereiche jeweils sehr beschränkt sind. Außerdem ist der notwendige Wärmebedarf mit 5400-9000 kJ je kg entzogenes Wasser höher als bei den anderen Verfahren [25]. Deshalb wird hier auf eine nähere Beschreibung verzichtet.

2.3.4. Solartrockner

Die erste solare Trocknungskammer wurde bereits 1928 von Altkirch gebaut. Damit gehört er zu den Wegbereitern der Nutzung von Sonnenenergie für die Holztrocknung, ebenso wie Schwalbe und Bartels, die 1934 eine solare Trocknungsanlage für Rundholz entwickelten [31].

Anfang der 60er Jahre wurden schließlich die ersten sogenannten „Gewächshaustrockner“ gebaut (2.3.4.1). Seit dieser Zeit wurden in der ganzen Welt solare Holztrocknungsanlagen entwickelt. Die meisten von diesen Anlagen waren Versuchstrockner und nicht für den kommerziellen Gebrauch bestimmt. Vereinzelt wurden jedoch auch Anlagen für die industrielle Trocknung gebaut, so z.B. von Sharma 1980 und von Simpson und Tschernitz 1985 [17].

In den USA und in Japan gibt es inzwischen auch Firmen, die solare Trockner entweder als Bausatz oder als fertig installierte Anlagen liefern.

Die Anwendung von Solarzellen, welche die Sonnenenergie in elektrische Energie umwandeln, ist mit hohen Investitionskosten verbunden und bei hohen Anschlußleistungen normalerweise nicht wirtschaftlich. Deshalb wird solare Holztrocknung ausschließlich mit thermischen Kollektoren betrieben [44] die die eingestrahlte Sonnenenergie direkt in die benötigte Wärmeenergie umwandeln. Entsprechend dem verwendeten wärmetragenden Medium kommen Luft- oder Wasserkollektoren zum Einsatz. Diese werden meist als Flachkollektoren ausgeführt.

Vor allem in der gemäßigten Klimazone kann die solare Trocknung die konventionelle Trocknung nicht ohne weiteres ersetzen, da sie bei geringerem Temperaturniveau stattfindet und durch die jahreszeitlich unterschiedliche Sonneneinstrahlung insbesondere im Winter langsamer verläuft. Sofern keine Zusatzheizung eingesetzt wird, nimmt sie daher eher eine Mittelstellung zwischen der Freilufttrocknung und der konventionellen Trocknung ein [44].

Solare Holztrockner werden in der Fachliteratur nach ihrem Aufbau in zwei Hauptkategorien eingeteilt: Sog. „Gewächshaustrockner“, bei den Kollektor und Trocknungsraum eine Einheit bilden und Trockner, bei denen der Kollektor vom Trockenraum getrennt ist. Dieser Trocknertyp wird im folgenden als „Trockner mit separaten Kollektoren“ bezeichnet. Eine Untergruppe dieser Kategorie sind konventionelle Trockner die eine auf Solarkollektoren basierende Zusatzbeheizung besitzen.

2.3.4.1. Gewächshaustrockner

In der Praxis wurden solare Holztrockner überwiegend als Gewächshaustrockner konstruiert. Das nach Süden geneigte Dach und die Südwand sowie je nach Konstruktion auch die anderen Wände sind dabei oft als Kollektoren ausgeführt, wogegen die verbleibenden Wände mehr oder weniger gut gedämmt sind. Die Trocknung erfolgt nach dem Frischluft-Abluftprinzip indirekt, d.h. das Holz wird nicht der direkten Sonnenstrahlung ausgesetzt. In **Bild 11** wird der Aufbau eines typischen Gewächshaustrockners gezeigt.

Bei Gewächshaustrocknern kommt als Wärmeträger fast ausschließlich Luft zum Einsatz. Die Luftführung erfolgt mittels Ventilatoren. Ein Vorteil dieses Systems gegenüber dem Trockner mit separaten Kollektoren ist die einfache und relativ kostengünstige Konstruktion. Probleme bereitet neben der Wärmedämmung und der Klimaführung auch die Wärmespeicherung. Um die Abkühlung in den Nachtstunden und bei Schlechtwetterperioden zu verzögern, wurden unter anderem Betonröhren und Steinschüttungen als Speichermedium untersucht. Bei den meisten Trocknern zeigte sich jedoch, daß die Wärmespeicherung aufgrund des hohen Bauaufwandes sowie dem hohen elektrischen Energiebedarf für das Be- und Entladen des Speichers unwirtschaftlich war. Im Hinblick auf die Wärmespeicherung im Holz erwies sich auch

die Wärmedämmung des Trockners von großer Bedeutung. Außerdem sollte die Möglichkeit bestehen, die Luftbewegung mit Hilfe von Regeleinrichtungen zu steuern bzw. anzuhalten, da die Kollektorwände in den Nachtstunden als Kühler wirken können [46].

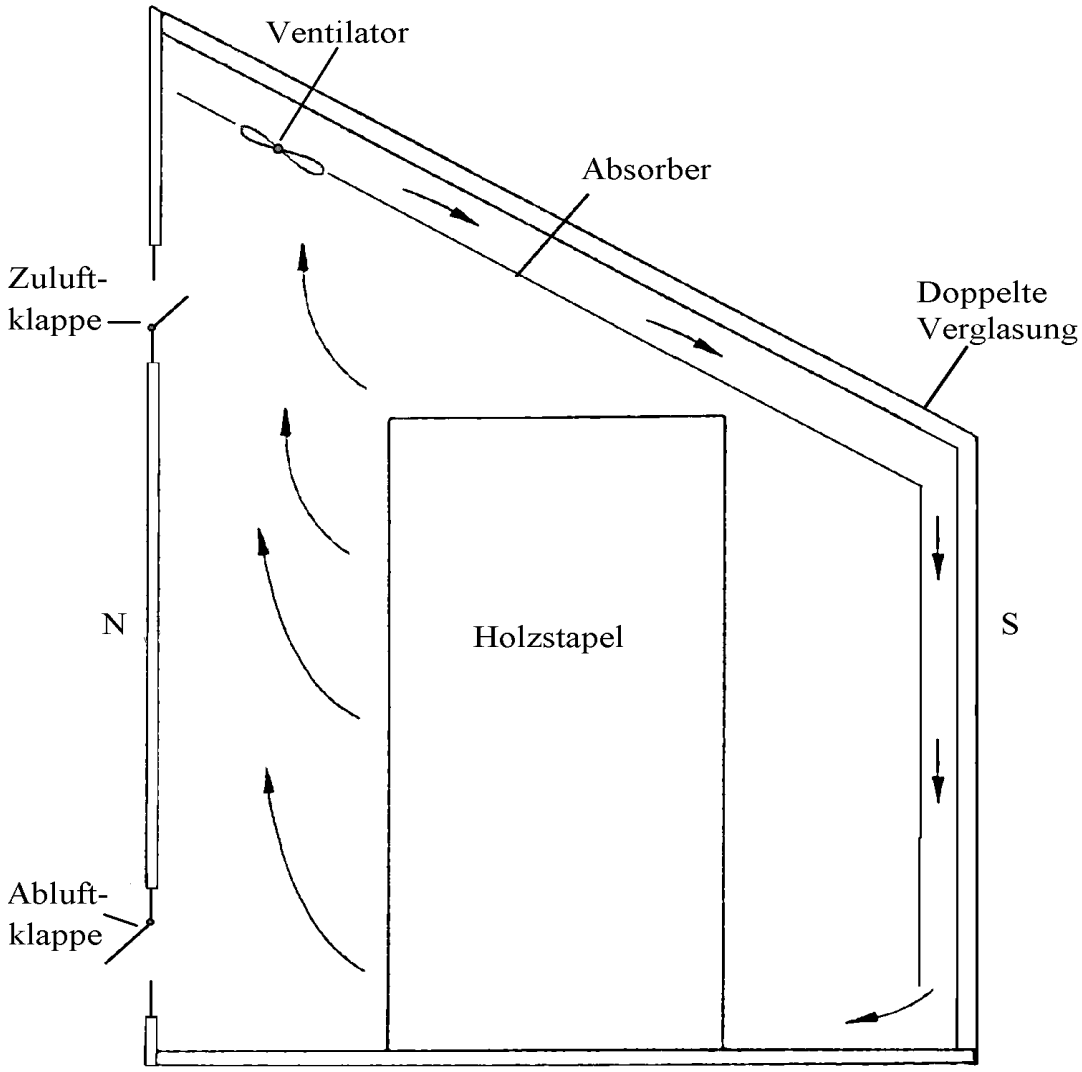


Bild 11: Schematische Darstellung des Aufbaus eines Gewächshaustrockners; verändert nach Noves [45].

Ein wichtiger Faktor für solare Trockner ist das Verhältnis zwischen der Kollektorfläche und dem Kammervolumen. Fällt dieses Verhältnis zu gering aus, resultiert daraus eine lange Trocknungsdauer, während ein zu großes mit gesteigerten Investitionskosten und Energieverlusten in der Nacht verbunden ist. Je nach Klima, Standort und Wirkungsgrad der Anlage

wird von verschiedenen Autoren ein unterschiedliches Verhältnis vorgeschlagen. In der Literatur finden sich Werte von 1 bis 14,4 m² Kollektorfläche pro Kubikmeter Holz [17].

Von manchen Autoren wird weiterhin vorgeschlagen, daß das Kammervolumen eines Glashaustrockners in der gemäßigten Klimazone maximal 7-8 m³ betragen sollte, da sonst das Verhältnis zwischen Kollektorflächen und Kammervolumen zu ungünstig würde [46]. In den Tropen und Subtropen fiele dies bedingt durch die größere Sonneneinstrahlung nicht so sehr ins Gewicht. Dort wurden schon Anlagen mit einem Kammervolumen bis zu 20 m³ erfolgreich betrieben [17].

Gegenüber der konventionellen Trocknung besitzt der Gewächshaustrockner die Nachteile der starken Abhängigkeit von der Witterung sowie einer langen Trocknungsdauer. Als Vorteile werden die geringeren Investitions- und Betriebskosten genannt die einerseits aus dem geringeren technischen Aufwand resultieren, andererseits aus der Nutzung von preiswerter Solarenergie [31].

Im Vergleich zur Freilufttrocknung benötigen die meisten Gewächshaustrockner zusätzliche Energie für die Luftbewegung. Demgegenüber hat der Gewächshaustrockner jedoch deutliche Vorteile: das Holz trocknet nach Unterschreiten der Fasersättigung wesentlich schneller, die erreichbaren Endfeuchten sind niedriger und gleichmäßiger und es kommt zu weniger Trocknungsschäden [46]. Als Beispiel seien hier einige Zahlen eines Versuchstrockners der Universität München genannt, der 1979 von A. Schneider und L. Wagner untersucht wurde: Dort verlief die Solartrocknung im Vergleich zur Freilufttrocknung mehr als doppelt so schnell. Die niedrigste erreichte Endfeuchte lag bei 6,8 %, die Freilufttrocknung erreichte jedoch nur 14,9 % [47].

2.3.4.2. Trockner mit separaten Kollektoren

Trockner mit separaten Kollektoren bestehen meist aus modifizierten konventionellen Frischluft-Ablufttrocknern und externen Kollektoren, die mit der Trocknungskammer über gedämmte Leitungen verbunden sind. Zu unterscheiden sind zwei Typen. Beim ersten Typ übernimmt die Beheizung ausschließlich ein Kollektor, der als Wasser- oder Luftkollektor

ausgeführt sein kann. Beim zweiten Typ handelt es sich um ein Hybridsystem mit Kollektoren und konventioneller Heizungsanlage.

Wasserkollektoren wurden im Bereich der Holztrocknung erstmals 1977 von Mc. Cormic installiert [17]. Im Vergleich zu Luftkollektoren sind sie anfälliger und nahezu doppelt so teuer [48]. Durch die hohe spezifische Wärmekapazität des Wassers läßt sich die Wärme während Schlechtwetterperioden allerdings in wärmeisolierten Tanks über längere Zeiträume speichern. Diesen Vorzug besitzen Anlagen mit Luftkollektoren nicht. Wegen der hohen Investitionskosten und der komplizierteren Technik wurden bei den meisten Anlagen jedoch Luftkollektoren bevorzugt [17].

Gegenüber dem Gewächshaustrockner besitzen Trockner mit separaten Kollektoren einige Vorteile. So läßt sich die Anlage konstruktionsbedingt besser dämmen, was zu weniger Wärmeverlusten führt. Dem Kollektorflächen/Kammervolumenverhältnis sind in der Größe keine so engen Grenzen gesetzt. Dadurch können höhere Trocknungstemperaturen und eine schnellere Trocknung erreicht werden.

Als Nachteil sind vor allem die komplizierte Technik und die damit verbunden erheblich höheren Investitions- und Betriebskosten zu nennen. Deshalb wurden solche Anlagen bisher ausschließlich zu Versuchszwecken in Industrieländern gemäßigter Klimazonen gebaut. In den meisten Entwicklungsländern der Tropen und Subtropen spielen eine gute Dämmung und Wärmespeicherung aufgrund der größeren Sonneneinstrahlung und der höheren Umgebungstemperaturen eine wesentlich kleinere Rolle. Auch wird in diesen Ländern meist eine kostengünstige und weniger komplizierte Trocknungstechnologie bevorzugt [17].

Um die Vorteile der konventionellen Trockner und der solaren Trockner zu verbinden, wurden seit den 70er Jahren Trockner gebaut, deren Beheizung je nach Wetterlage durch den Kollektor oder eine konventionelle Energiequelle erfolgt.

Beispielsweise wurden 1977 in den USA in einem holzverarbeitenden Betrieb zwei Frischluft-Ablufttrockner mit einem Kammervolumen von je 118 m^3, die schon längere Zeit mit Erdgas betrieben wurden, für den wechselweisen Betrieb mit Solarenergie oder Erdgas umgestellt. Die Wasserkollektoren wurden mit einer Kollektorfläche von ca. 232 m^2 so ausgelegt,

daß sie ca. 44 % des Jahresbedarfs an Wärmeenergie decken sollten. Als Wärmespeicher wurde ein wärmeisolierter Tank mit einem Fassungsvermögen von etwa 22.000 l gebaut. Die Investitionskosten beliefen sich auf 104 000 US $. Während des Betriebs der Anlage gab es in den ersten fünf Jahren einige Defekte an der Wasserpumpe und den Kollektoren. Pro Jahr konnte 25 % fossiler Brennstoff eingespart werden, jedoch kam R. Little, der die Anlage untersuchte, zu dem Schluß, daß sich solch eine Anlage aufgrund der hohen Investitionskosten nicht lohnt [19].

Andere Anlagen kamen zu einem ähnlichen Ergebnis. So wurde z.B. 1984 in Sri Lanka ein konventioneller Trockner mit Luftkollektoren bestückt. Dort konnten die Kollektoren während Schönwetterperioden zwar bis zu 50 % der benötigten Energie liefern, jedoch lag die insgesamt erzielte Energieeinsparung nur bei 23 % [49].

Festzuhalten bleibt, daß den Vorteilen der Kombitrockner - schnelle Trocknung, Einsparung konventioneller Energie, keine Abhängigkeit von der Witterung - einige Nachteile entgegenstehen. Dazu gehören die hohen Investitionskosten, die kompliziertere Technik und die damit verbundene gesteigerte Anfälligkeit.

2.3.5. Aktuelle Forschungsvorhaben

Um einen Überblick über die jüngeren Aktivitäten auf dem Gebiet der solaren Holztrocknung zu geben, werden im Folgenden Forschungsarbeiten der letzten zehn Jahre vorgestellt:

1990 wurde von H. Noves und J. Seco im spanischen Holzforschungsinstitut in Madrid die Solartrocknung von Schnittholz im Vergleich zur Freilufttrocknung untersucht. Das Hauptziel dieser Arbeit war es, einen Gewächshaustrockner mit optimierten wirtschaftlichen und technischen Merkmalen zu entwickeln, wobei sowohl Design als auch Kontrolle des Trocknungsprozesses betrachtet wurden.

Das Kammervolumen des Trockners betrug 2 m^3. Alle Wände außer der Südwand wurden aus vorgefertigten Sandwichbauteilen erstellt, die aus zwei 0,5 mm dicken, galvanisierten Metallplatten und einem Dämmkern aus 33 mm dickem Polyurethanschaum bestanden. Die Kol-

lektoren waren in die Südwand und in die Dachfläche integriert. Sie bestanden aus einem 1 mm dicken schwarz gestrichenen Aluminiumwellblech, einer belüfteten 5 cm dicken Luftkammer, sowie aus der darüberliegenden, lichtdurchlässigen Abdeckung. Diese Abdeckung bestand zuerst aus Acrylplatten. Diese wurden jedoch später gegen normale, 4 mm dicke Fensterglasscheiben ausgetauscht, da es zu zahlreichen Rissen kam. Der Dachkollektor wurde in einem Winkel von 30 ° installiert, um die interne Luftzirkulation und die Energieausbeute zu optimieren. Die gesamte Kollektorfläche betrug 9,48 m², was einem Verhältnis der Kollektorfläche zum Kammervolumen von 4,74 m²/m³ entspricht.

Insgesamt wurden 10 Probetrocknungen in einem Zeitraum von zwei Jahren durchgeführt. Während der ersten 4 Trocknungen erfolgte die Luftumwälzung mit Hilfe eines 0,4 kW starken Ventilators, was sich jedoch bald als unzureichend herausstellte. Deshalb installierte man ab der fünften Trocknung einen weiteren, gleichstarken Ventilator. Damit konnte während des ersten Trocknungsabschnittes eine Luftgeschwindigkeit von 1,5 m/s und eine maximale Luftaustauschrate von 2500 m³/h erreicht werden. Um Energie einzusparen, wurde der zweite Ventilator mit einem manuellen Schalter bestückt. So konnte während der zweiten Trocknungsphase, nachdem das Holz eine Feuchte von 40 % erreicht hatte, der Ventilator abgeschaltet und die Luftgeschwindigkeit auf 0,75 m/s herabgesetzt werden. Für den Luftaustausch wurden zwei motorbetriebene Luftklappen in der Nordwand installiert. Zu dieser halbautomatischen Regelung gehörten weiterhin eine Sprüheinrichtung, die von einem Feuchtesensor über einen Servomechanismus gesteuert wurde, sowie ein interner und ein externer Thermostat.

Die Testläufe zeigten, daß in der ersten Trocknungsphase die Steuerung ausschließlich von den Feuchtesensoren übernommen wurde, während in der zweiten Phase der externe Thermostat ebenfalls aktiv war. In keinem der Tests wurde jedoch der Trocknungsprozess von dem internen Thermostat kontrolliert. Getrocknet wurden vier Holzsorten (Eiche, Eukalyptus, Platane, Kiefer) in vier unterschiedlichen Dicken (25, 27, 30, 55 mm).

Simultan zu der solaren Trocknung erfolgte bei allen 10 Probetrocknungen eine Freilufttrocknung mit den selben Holzarten und Holzdicken, damit die Trocknungsergebnisse der beiden Verfahren miteinander verglichen werden konnten.

Bei der Auswertung stellte sich heraus, daß die solare Trocknung von Hartholz (Eukalyptus und Eiche) wirtschaftlicher war als die Trocknung von Weichholz (Kiefer). Ebenso war die solare Trocknung von dicken Chargen profitabler. Die solare Trocknung war zwar im Sommer vier- bis fünfmal schneller als im Winter, jedoch war sie im Winter gewinnbringender. Weiterhin zeigte sich, daß der Anfangsfeuchtegehalt des Holzes von großer Wichtigkeit ist, da die solare Trocknung erst ab einer Holzfeuchte von 80 % schneller verlief als die Freilufttrocknung. Trocknete man Holz mit einer Anfangsfeuchte von 70-80 % bis zu einer Endfeuchte unter 20 %, verlief die Trocknung der solaren Anlage bis zu 3,5 mal schneller als die Freilufttrocknung. Die Freilufttrocknung konnte nur in der Zeit von Mai bis September Endfeuchten von etwa 10 % erreichen. Die solare Trocknung erreichte diese Endfeuchten während des ganzen Jahres. Die Holzqualität nach der solaren Trocknung war wesentlich besser als nach der Freilufttrocknung und konnte mit der Qualität bei der konventionellen Trocknung verglichen werden, bzw. übertraf diese. Die Energieeinsparung der solaren Anlage wurde im Vergleich zur konventionellen Trocknung auf 90 % geschätzt [45].

Ebenfalls im Jahr 1990 untersuchte D. Steinmann in Südafrika einen Trockner mit separaten Kollektoren, dessen Regelung eine Vollautomatik übernahm. Der Trockner wurde schon 1980 auf einer geographischen Breite von 35 ° S erstellt und hatte ein Kammervolumen von 0,43 m³. Die Kollektorfläche war etwa 4,13 m² groß. In einem Langzeitversuch von vier Jahren wurde ausschließlich Kiefernholz (*Pinus radiata*) getrocknet. Dabei untersuchte man vor allem die Regelung der Gleichgewichtsfeuchte, die Temperatursteuerung, die Trocknungsgeschwindigkeit sowie die Luftzirkulation.

Die Regelung der Gleichgewichtsfeuchte erfolgte einerseits durch eine Befeuchtungseinrichtung, andererseits durch die Steuerung der Leistung der Belüfter. Es stellte sich heraus, daß ein Befeuchten der Trocknungskammer auf einem Minimum gehalten werden sollte und daß von weit größerer Bedeutung die Steuerung der Belüftung ist. Des weiteren wurde festgestellt, daß in einem solaren Trockner eine Regelung der Gleichgewichtsfeuchte notwendig ist, um Energieverluste durch unnütze Belüftung zu verhindern und eine optimale Trocknungsdauer zu erreichen [20].

Die Temperatur in der Kammer wurde hauptsächlich durch die Ventilation beeinflußt. Oberhalb der Fasersättigung des Holzes von etwa 30 % Feuchte lagen die Temperaturen in der

Kammer im Durchschnitt kaum 2 °C über der Außentemperatur, während sie bei der weiteren Trocknung höher wurden. Bei 12 % Holzfeuchte stieg diese Temperaturdifferenz bis auf 10 °C an. Eine Temperaturerhöhung wirkte sich auf die Trocknungsdauer vor allem unterhalb des Fasersättigungspunktes aus. Eine wesentliche Beschleunigung erreichte man durch die Erhöhung der Temperatur um wenige Grad. Deshalb kam D. Steinmann zu dem Schluß, daß eine geeignete Trocknersteuerung, um die höchst mögliche Temperatur aufrecht zu erhalten, von größter Wichtigkeit ist. Des weiteren forderte er, eine Zusatzheizung für die Nachtstunden einzubauen. Eine Wärmespeicherung basierend auf einem Steinstapel befand er aufgrund der hohen Investitionskosten und dem geringen Nutzen als nicht lohnenswert [50].

Die Trocknungsgeschwindigkeit im Solartrockner wurde mit der gleichzeitig ablaufenden Freilufttrocknung verglichen. Das frisch geschlagene Kiefernholz wurde von einem Sägewerk bezogen und zuerst zwei Tage unter Wasser gelagert, um etwaige Holzfeuchteunterschiede auszugleichen. Nach ersten Probetrocknungen mit Holz verschiedener Dimension wurde ausschließlich 38 mm starkes Holz getrocknet. Nachdem der Holzstapel in der solaren Anlage eine durchschnittliche Feuchte unter 12 % erreicht hatte, stoppte man beide Trocknungen. Die Differenz der erreichten Endfeuchten zwischen der solaren und der Freilufttrocknung wurde jeweils für die Testläufe im Sommer und Winter ermittelt. Bei den Sommertrocknungen betrug diese im Durchschnitt 7 %, im Winter dagegen 11 %. Beim Untersuchen der verschiedenen Trocknungsraten stellte D. Steinmann fest, daß die Trocknungsrate im solaren Trockner vom Sommer (0.93 kg/h) zum Winter (0.59 kg/h) lediglich um 37 % fiel. Bei der Freilufttrocknung betrug diese Differenz von Sommer (0.76 kg/h) zu Winter (0.37 kg/h) jedoch 51 %. Aus diesen Ergebnissen folgerte er, daß die solare Trocknung weniger von saisonalen Klimaänderungen abhängig ist als die Freilufttrocknung und daß die solare Trocknung im Winter effektiver ist, sofern man sie mit der Freilufttrocknung vergleicht.

Weiterhin wurde die Luftzirkulation untersucht. Zunächst unternahm man Versuche mit der leeren Trocknungskammer während der Nachtstunden. Es zeigte sich, daß die Temperatur mit eingeschalteten Ventilatoren stark absank und nur noch zwischen 2 °C und 7 °C über der Außentemperatur lag. Schaltete man die Ventilatoren in dieser Zeit ab, war die Temperatur doppelt so hoch wie die Außentemperatur. Daraufhin wurden weitere Versuche mit gefüllter Kammer gemacht. Man stellte fest, daß oberhalb der Fasersättigung des Holzes eine Luftzir-

kulation in der Nacht benötigt wird. Unterhalb dieser konnten die Ventilatoren jedoch abgeschaltet werden. Damit wurden 42 % an elektrischer Energie eingespart [51].

In der gleichen Zeit entwarf D. Steinmann einen Simulator für solare Trocknung, mit dessen Hilfe der Einfluß des Kollektorflächen/Kammervolumenverhältnisses sowie der solaren Nachführung auf die Trocknungsdauer untersucht [52, 53]. Man wählte für die feststehenden Kollektoren drei verschiedene Verhältnisse (12,11; 7,27; und 2,42 m^2/m^3), für die beiden nachgeführten Kollektoren wählte man das mittlere Verhältnis von 7,27 m^2/m^3. Einer der zuletzt genannten Kollektoren war nur horizontal, der andere voll drehbar. Alle Probetrocknungen wurden unter identischen, sommerlichen Wetterbedingungen durchgeführt und dauerten alle exakt 21 Tage.

Die Trocknungsdauer mit den beiden größeren Kollektorverhältnissen war praktisch identisch, ebenso die erreichten Endfeuchten nach 21 Tagen. Beim 2,42 m^2/m^3 großen Verhältnis dauerte die Trocknung von 100 % auf 12 % Holzfeuchte jedoch vier Tage (21 %) länger und die Endfeuchte lag um 1,1 % höher. Daraus schloß man, daß das optimale Kollektorverhältnis zwischen 2 m^2/m^3 und 7 m^2/m^3 liegen muß.

Mit den nachgeführten Kollektoren konnte bei einer Kollektororientierung von 45 ° im Sommer nahezu 100 % mehr Energie gewonnen werden. Im simulierten Winter gab es zwischen den nachgeführten und dem feststehenden Kollektoren jedoch kaum Unterschiede. Der horizontal und der voll nachgeführte Kollektor hatten im Sommer die gleiche Trocknungsdauer, während der feststehende Kollektor bis zu 21 % längere Trocknungszeiten hatte. Daraus schloß D. Steinmann, daß die Effizienz des voll und des horizontal nachgeführten Kollektors nahezu gleich groß ist und daß ein horizontal geführter Kollektor vor allem in den Tropen effektiv genutzt werden kann [54].

1992 untersuchte M. Sattar einen einfach gebauten Gewächshaustrockner, den er 1989 entwickelt und in Bangladesch auf einer nördlichen Breite von 23 ° erstellt hatte. Den Schwerpunkt seiner Untersuchungen legte er dabei auf die wirtschaftlichen Aspekte der solaren Trocknung.

Der Trockner hatte ein Kammervolumen von 3,5 m³, eine Kollektorfläche von etwa 13 m² und ein Kollektorverhältnis von 3,7 m²/m³. Alle Wände sowie die geneigte Dachfläche bestanden aus Glasplatten, der Absorber aus mattschwarz lackiertem Wellblech. Für die Luftzirkulation waren ein 0,7 kW starker Ventilator, sowie zwei Luftklappen zuständig. Die Steuerung erfolgte manuell. Die gesamten Baukosten des Trockners betrugen etwa 1075 DM.

Während 15 Trocknungsläufen wurden sechs Hartholzarten in zwei unterschiedlichen Dicken, 25 und 40 mm, bis zu einem Feuchtegehalt von 12 % getrocknet. Simultan dazu liefen Vergleichstrocknungen in einem konventionellen Frischluft-Ablufttrockner sowie in der Freilufttrocknung. Die Trocknungskosten wurden miteinander verglichen, wobei sich herausstellte, daß die solare Trocknung sogar günstiger als die Freilufttrocknung war. Die konventionelle Trocknung war mehr als doppelt so teuer als die Solartrocknung. Die Amortisierung war für die Solartrocknung schon nach knapp einem Jahr erreicht gegenüber 31-45 Jahren für die Frischluft-Ablufttrocknung. Eine kombinierte Freiluft- und Solartrocknung erwies sich gegenüber einer Trocknung nur mit dem Gewächshaustrockner als weniger vorteilhaft [18].

1993 erschien von A. Klug eine Diplomarbeit, in der er den Stand der Abluftreinigungstechniken von Holztrocknungsanlagen beschrieb. Zunächst untersuchte er die Art der Emissionen, welche bei der Holztrocknung anfallen. Dazu teilte er sie in trocknungsbedingte und feuerungsbedingte Emissionen ein. Während die feuerungsbedingten Emissionen, die vom gewählten Trocknungsverfahren und der Beheizungsmethode abhängen, hinlänglich bekannt sind, waren die trocknungsbedingten Emissionen, die neben dem Wasserdampf als flüchtige Inhaltsstoffe aus dem Trocknungsgut emittieren, weder qualitativ noch quantitativ genau erforscht. Bekannt waren zu diesem Zeitpunkt nur die Holzbegleitstoffe, welche in **Tabelle 8** wiedergegeben sind.

Es war bekannt, daß die Art und Menge der trocknungsbedingten Emissionen von der zu trocknenden Holzart, von der Anfangsfeuchte, vom verwendeten Trocknungsverfahren sowie der Trocknungstemperatur abhängt.

A. Klug stellte fest, daß bei der konventionellen Frischluft-Ablufttrocknung im niedrigen Temperaturbereich bis 50 °C nur mit wenig organischen Schadstoffen zu rechnen ist, während sich im mittleren Temperaturbereich bis 100 °C und vor allem im Hochtemperaturbereich

über 100 °C eine nennenswerte Menge dieser Schadstoffe ergeben kann. Insbesondere bei der Trocknung von Nadelhölzern mit hohen Temperaturen und hohen Anfangsfeuchten können beträchtliche Mengen an Harzbestandteilen freigesetzt werden. Bei der Kondensations- und der Vakuumtrocknung fällt dagegen verfahrensbedingt der größte Teil der Emissionen als Kondensat an. Weiterhin beschrieb er, daß nach einer Untersuchung von 1991 zu Beginn der Trocknung mit dem stärksten Aufkommen an Emissionen zu rechnen ist, während gegen Ende geringere Mengen abgegeben werden. Außerdem befaßte sich A. Klug mit dem Stand der gesetzlichen Vorschriften zur Emissionsbegrenzung. Dabei ermittelte er, daß es bei der Faser- und Funierholztrocknung zu diesem Zeitpunkt nur in Ausnahmefällen Auflagen zur Abluftreinigung gab. Bei der Schnittholztrocknung waren jedoch keine gesetzlichen Bestimmungen und Begrenzungen bekannt und wurden für die nächsten Jahre auch nicht erwartet. Abschließend konstatierte A. Klug, daß in Bezug auf die mangelnden Kenntnisse über die qualitative und quantitative Zusammensetzung der Trocknerabluft noch Forschungsbedarf besteht [55].

Tabelle 8: Holzbegleitstoffe in der Trocknerabluft nach Welling [55].

- Niedermolekulare organische Säuren (vorwiegend Ameisen- und Essigsäure)
- Kurzkettige Alkohole (Methanol, Ethanol)
- Gerbsäuren
- Ätherische Öle
- Ungesättigte Kohlenwasserstoffe und hochmolekulare aliphatische Alkohole in Spuren
- Formaldehyd

Die Zusammensetzung der trocknungsbedingten Emissionen bei der Holztrocknung wird derzeit auch am Institut für Holztechnologie in Dresden erforscht. Die Ergebnisse wurden bislang noch nicht publiziert.

2.4. Beschreibung der im Rahmen des Vorhabens getrockneten Holzart *Eucalyptus grandis*

2.4.1. Forstwirtschaftliche Bedeutung von Eukalyptus

Die Fläche der weltweit aufgeforsteten Wälder wurde 1995 auf annähernd 118 Mio. ha geschätzt. Davon werden etwa 9 % mit verschiedenen Eukalyptusarten bepflanzt, was einer Fläche von ungefähr 10,3 Mio. ha entspricht. Zusammen mit Indien wo ca. 30 % der aufgeforsteten Eukalyptuswälder stehen, hat Brasilien mit 27 % den weitaus höchsten Anteil. Daneben spielen verschiedene Länder wie z.B. Südafrika, Vietnam, China und mehrere südamerikanische Länder mit Anteilen zwischen 3 und 6 % eine wesentlich geringere Rolle [56].

Von den etwa 720 bekannten Eukalyptusarten werden ungefähr 250 Arten in der Holzwirtschaft verwendet [21]. Bei einer generellen Betrachtung von Eukalyptusholz muß daher von einer Vielfalt verschiedenster Hölzer ausgegangen werden. So unterscheiden sich die verschiedenen Arten hinsichtlich ihres anatomischen und physiologischen Aufbaus sehr stark. Auch die für die Trocknung wesentliche Eigenschaften wie Wuchsform, Holzdichte, Holzfarbe usw. sind teilweise sehr unterschiedlich [57]. In produktionstechnischer Hinsicht müssen die einzelnen Eukalyptusarten und Herkünfte daher differenziert betrachtet werden und es gibt kein allgemeingültiges Trocknungsregime für Eukalyptusholz das nicht an die jeweiligen Verhältnisse wie Klon, Alter, Standort oder Varietät angepaßt werden müßte.

2.4.2. Spezifische Eigenschaften von Eukalyptus

Neben der oben genannten Vielfältigkeit an Eukalyptusarten, gibt es allerdings auch einige gemeinsame Eigenschaften. Diese eukalyptusspezifischen Eigenschaften sind bei allen in der Holzindustrie wichtigen Arten mehr oder weniger stark ausgeprägt vorzufinden. So bestehen einige generelle Probleme bei der Verwertung von Eukalyptus.

Eukalyptus hat seine schnelle und weltweite Verbreitung in erster Linie seiner Anpassungsfähigkeit an verschiedenste Standorte und seinem sehr schnellen Wachstum zu verdanken. Dabei erreicht er die höchsten Wachstumsraten in Südamerika mit durchschnittlich bis zu 20 m^3

pro Hektar und Jahr, wobei Brasilien mit einem Landesdurchschnitt von 15 m³/Jahr ha an vierter Stelle rangiert [56]. Auf Versuchsflächen wurden aber auch Zuwachsraten von bis zu 50 m³ pro ha und Jahr beobachtet. Diese hohen Wachstumsraten verursachen extrem starke Spannungen im Holzgewebe, die oft schon beim Schlagen oder Sägen der Bäume zu Rissen führen. Besonders stark sind diese Wachstumsspannungen im Kernholz und verringern sich in Richtung Splintholz. Aus diesem Grunde wird vielfach versucht, bereits während dem Sägen das schwierige Kernholz durch bestimmte Sägeverfahren (Quartersawn) zu entfernen und als niederwertiges Holz weiterzuverarbeiten. Junge Bäume unter 10-12 Jahr besitzen allerdings einen zu dünnen Stammdurchmesser für diese Technik, weshalb dann auch das spannungsreiche Kernholz weiterverarbeitet und getrocknet werden muß. Während der Trocknung neigt dieser Bereich des Stammes jedoch außerordentlich zu Rissen und Verformungen [21].

Aus trocknungstechnischer Hinsicht von sehr großer Bedeutung ist die Holzdichteverteilung innerhalb eines Stammes bzw. innerhalb der gesägten Bretter. Da die natürliche Schwindung des Holzes von der Dichte abhängt, führen die in Eukalyptusstämmen sowohl in vertikaler als auch in radialer Richtung zu beobachtenden starken Unterschiede in der Dichte zu erheblichen Verformungen. Vor allem die Streuung der Dichte in radialer Richtung ist groß und kann z.B. bei *Eucalyptus grandis* Werte von bis zu 400 kg/m³ erreichen. Hierbei ist das leichtere Holz in der Regel im Kern und das schwerere Holz im Splint anzutreffen, was gleichbedeutend ist mit einer höheren Schwindung im Splintbereich [58].

Neben der starken Variation der Dichte kann Eukalyptus auch starke Schwankungen im Feuchtegehalt innerhalb eines Stammes aufweisen. Dabei können in einem Stamm Feuchten zwischen 50 % und 170 % auftreten. Verallgemeinernd kann gesagt werden, daß die Feuchte im Splintholz höher ist als im Kern [58].

Eukalyptus kann weiterhin wie viele tropische Hölzer extremen Drehwuchs besitzen. Drehwuchs kann am Stamm an einer drehenden Rindenführung und am geschnittenen Brett an einer gewellten Holzfaserung erkannt werden. Starker Drehwuchs führt während der Trocknung zu einer Verdrehung des produzierten Schnittholzes (twist) [58]. Deshalb werden Stämme mit Drehwuchs als geringwertiges Holz angesehen [59].

2.4.3. Verwendetes Rohmaterial

Bei den durchgeführten Trocknungsversuchen wurden Bretter von *E.grandis* mit einer Stärke zwischen 18 und 42 mm verwendet. Dabei wurden immer Sortimente mit Breiten zwischen 5 und 20 cm verwendet. Da die Bretter immer auf Anschlag gestapelt wurden, kann die Brettbreite allerdings weitgehend vernachlässigt werden. Die Bretter wurden mit Band- und Kreissägen in einer Richtung parallel (Backsawn) aus Stämmen mit einem Mittendurchmesser zwischen 14 und 25 cm gesägt. Dabei handelte es sich um 8-10 Jahre alte Bäume die häufig einen starken Drehwuchs aufwiesen.

Da die Plantagen ursprünglich für die Produktion von Holzkohle angebaut worden sind, wurde bei den Sämlingen keine Selektion nach für die Schnittholzproduktion wichtigen Qualitätsmerkmalen durchgeführt. Außerdem wurde keine qualitätssteigernde Waldpflege wie z.B. Entastung und Auslichtung vorgenommen. Da die verwendeten Eukalyptusbäume in der Regel aus Nachzuchten aus Samen und nicht aus geklontem Material stammten, lag zudem eine sehr hohe genetische Variabilität der einzelnen Stämme vor.

Es ist daher bei der Betrachtung der ausgearbeiteten Trocknungsregime zu beachten, daß es sich vom Rohmaterial her um ein äußerst schwer zu trocknendes Holz handelte.

2.5. Beschreibung der neuentwickelten solaren Trocknungsanlage

Aufgrund des zwangsläufig sehr schonend zu trocknenden Holzes kommt, außer einer aus Kostengründen ausscheidenden Vakummtrocknung, nur eine Niedertemperaturtrocknung in Frage. Die Verwendung konventioneller Zuluft-Ablufttrockner im Niedertemperaturbereich hat sich jedoch häufig aufgrund der hohen Investitionskosten und dem hohen elektrischen Energiebedarf als nicht wirtschaftlich erwiesen (s. Kap. 2.3). Eine geeignete Solartrocknungsanlage für die Trocknung großer Mengen Holz stand zu Projektbeginn ebenfalls nicht zur Verfügung. Basierend auf eigenen sowie den aus der Literatur verfügbaren Erfahrungen wurde deshalb eine neuartige, vollautomatisch geregelte und mit einer Zusatzheizung ausgestattete Gewächshaustrocknungsanlage entwickelt. Mit einem Fassungsvermögen von anfangs 160 und zwischenzeitlich bis zu 240 m³ Holz handelt es sich dabei um die mit Abstand Größten, jemals gebauten solaren Holztrocknungsanlagen.

2.5.1. Struktur und Aufbau

2.5.1.1. Abmessungen und Baumaterialien

Bei der Planung der solaren Trocknungsanlage wurde unter anderem versucht, die bei vielen Holztrocknern hohen Investitionskosten durch eine einfache Bauweise zu reduzieren. Aus diesem Grunde besteht die Grundstruktur des Gebäudes aus einer einfachen Gewächshauskonstruktion aus korrosionsbeständigen rechteckigen 80 x 50 mm messenden Aluminiumprofilen. Der Trockner hat eine Gesamthöhe von 5,40 m, wobei die 3,40 m hohe Trocknungskammer ein Satteldach mit einem Neigungswinkel von 22 Grad besitzt. Die fast vollkommen mit Holz beladbare Grundfläche ist in der dargestellten Version 10 m breit und 18 m lang **(Bild 12 und Bild 13)**. Der modulare Aufbau der Kammer erlaubt es die Trocknerkapazität an den individuellen Bedarf anzupassen. Dabei kann die Trocknungskammer in Abständen von 2 m verlängert werden.

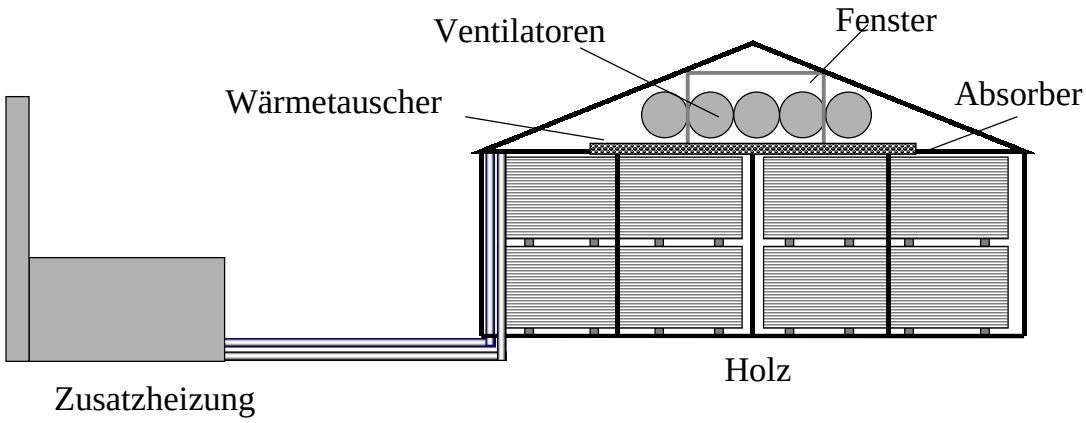


Bild 12: Querschnitt der solaren Trocknungsanlage.

Die Bedachung besteht aus einer 2 m breiten, hoch-UV-stabilisierten PE-EVA Luftpolsterfolie die mit einem speziellen Keder-Profil-System an den Aluminiumbinderrrahmen befestigt wird (s. Kap 2.5.1.2). Die Befestigungsprofile aus temperaturresistentem Kunststoff werden dazu mit selbstschneidenden Schrauben an den Bindern befestigt **(s. Bild 14)**. Die Stirnseiten der Trocknungskammer sind mit Doppelstegplatten aus Polycarbonat eingedeckt. Zum Schutz der Konstruktion vor mechanischer Beschädigung beim Beladen werden die Aluminiumbinderrahmen an den Seiten der Trocknungskammer etwa 2 m hoch mit Mauerwerk ausgefacht. Zum Be- und Entladen des Trockners sind frontseitig Falttüren installiert, die es ermöglichen den Trockner auf ganzer Breite zu öffnen. Zwischen Satteldach und Trocknungskammer befindet sich eine horizontaler Absorber aus schwarzem Aluminiumblech. Dadurch wird die durch das Dach einfallende Solarstrahlung in Wärme umgewandelt und das darunter aufgestapelte Holz vor direkter Sonneneinstrahlung geschützt.

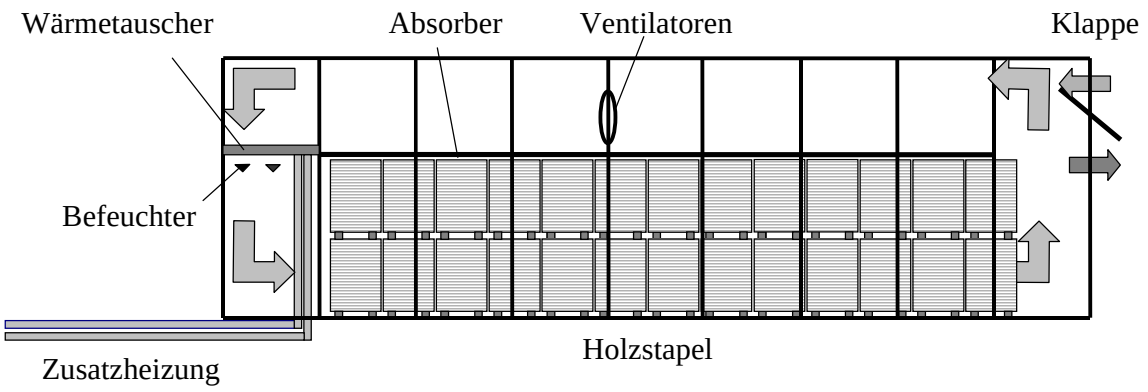


Bild 13: Längsschnitt der solaren Trocknungsanlage.

2.5.1.2. Transparente Eindeckung

Die in **Bild 14** dargestellte Eindeckung des Trockners besteht an den Seiten und an den Neigungsflächen des Daches aus einer transparenten, hoch-UV-stabilisierten PE-EVA Luftpolsterfolie, die eine Transmission von 83 % für direkte und 68 % für diffuse Strahlung aufweist [60]. Aufgrund der hohen mechanischen Widerstandsfähigkeit sowie der guten Lastverteilung durch das Befestigungssystem hält die Luftpolsterfolie hohen Windgeschwindigkeiten von bis zu 140 km/h sowie hohen Schneelasten stand. Aus langjährigen Erfahrungen in gemäßigten Klimaten kann auch in den Tropen von einer Haltbarkeit von mindestens 10 Jahren ausgegangen werden.

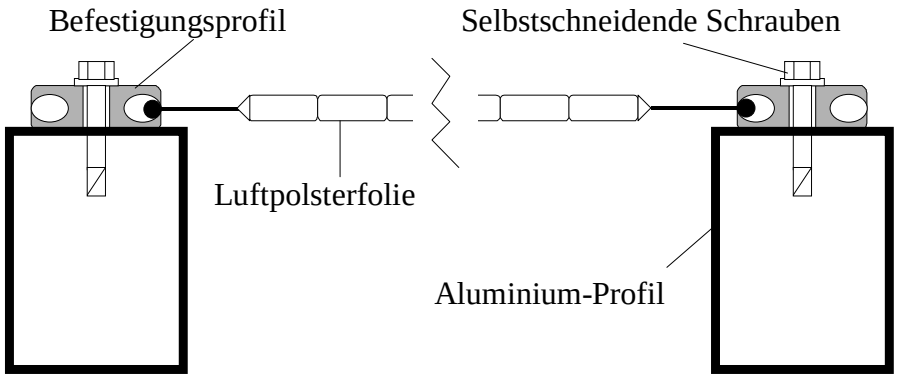


Bild 14: Querschnitt durch zwei Rahmenbinder mit Luftpolsterfolie und Befestigungsprofil.

Der im Vergleich zu Glas oder Einfachfolie nur halb so große k-Wert von Luftpolsterfolie und den an den Giebelseiten eingesetzten Polykarbonat-Stegdoppelplatten von 3,2 W/m^2K reduziert den Wärmeverlust und verringert die Kondensation von Wasserdampf an der Innenseite der Bauhülle während des Trocknungsprozesses. Dies stellt gegenüber anderen transparenten Bedeckungsmaterialien wie zum Beispiel einfache PE-Folie oder Glas einen entscheidenden Vorteil dar.

2.5.2. Komponenten der solaren Trocknungsanlage

2.5.2.1. Heizungssystem

Zur Erwärmung der Trocknungsluft stehen generell zwei verschiedene Energiequellen zur Verfügung. Zum Einen wird die kostenlose Solarenergie immer dann genutzt, wenn sie zur Verfügung steht. Zum Anderen kann mit Hilfe einer installierten, biomassebefeuerten Warmwasserheizung der fehlende Energiebedarf ausgeglichen werden.

2.5.2.1.1. Solarkollektor

Um die vorhandene Solarstrahlung möglichst effizient in Wärme umzuwandeln, wird der zwischen Dachbereich und Holz befindliche Absorber aus mattschwarz beschichtetem Aluminiumblech von der Trocknungsluft sowohl über- als auch unterströmt. Auch die transparenten Seitenwände erlauben die morgens und abends relativ steil einfallende Strahlung effizient zu nutzen. Dank der gewellten Struktur des Absorbers erfolgt ein sehr guter Wärmeübergang an die Trocknungsluft. Der Absorber wird deshalb sehr gut gekühlt, was einen hohen Kollektorwirkungsgrad zur Folge hat. Da für die Umluftführung in der Trocknungsanlage ohnehin eine Abtrennung von Dachbereich und Trocknungskammer erforderlich wäre, fallen durch die Ausbildung dieser Abtrennung als Absorber praktisch keine zusätzlichen Kosten an. Durch die Nutzung des gesamten Dachbereichs als Kanal zur Umluftführung ist der durch den Strömungswiderstand entstehende Druckabfall mit weniger als 20 Pa zudem sehr gering und der elektrische Energiebedarf zur Luftumwälzung dementsprechend klein. Selbst bei vollständig befüllter Trocknungsanlage beträgt der Strömungswiderstand bei einer Strömungsgeschwindigkeit von ca. 2,5 m/s zwischen den Brettern weniger als 70 Pa.

2.5.2.1.2. Wärmetauscher

Bei geringer Sonnenstrahlung oder bei Nacht können die gewünschten Trocknungstemperaturen nicht alleine mit der verfügbaren Solarenergie erreicht werden. Deshalb wurde ein zusätzliches Heizsystem in die Anlage integriert. Dabei handelt es sich um einen mit Wasser durchströmten

Rippenrohr-Wärmetauscher mit einer maximalen Heizleistung von 250 kW. Der strömungstechnisch günstig ausgeführte Wärmetauscher verursacht bei voller Ventilatorleistung einen Druckabfall von weniger als 10 Pa und ist in horizontaler Lage am rückseitigen Giebel eingebaut. Die Erwärmung der durchströmenden Trocknungsluft erfolgt mittels warmem Wasser mit einer Maximaltemperatur von bis zu 90 °C und einer Minimaltemperatur von etwa 60 °C. Zur Wärmebereitstellung dient ein mit Holzhackschnitzel, Stückholz oder anderer Biomasse beheizter Kessel.

2.5.2.2. Elektrische Antriebssysteme

Bei den elektrischen Antriebssystemen handelt sich im Wesentlichen um in der Trocknungskammer angeordnete Verbraucher, wie 5 Axialventilatoren, 1 Stellmotor, 1Magnetventil für die Heizung und 2 Magnetventile für den Luftbefeuchter. Außerdem sind im Wasserkreislauf der Zusatzheizung die Heizungs- und im Wasserkreislauf des Luftbefeuchters die Befeuchterpumpe installiert. Daneben entsteht ein relativ geringer Stromverbrauch für die Netzteile der Sensoren und der Steuerungsanlage die sich in einem außerhalb der Trocknungskammer angebrachten Schaltschrank befinden.

2.5.2.2.1. Ventilatoren

Die Ventilatoren dienen zur Erzeugung eines ständigen Luftstroms, der das Holz im Trockner in horizontaler Richtung durchströmt. Fünf drehzahlgeregelte Axialventilatoren mit einer maximalen Aufnahmeleistung von jeweils 1,6 kW befinden sich dazu in der Mitte des Trockners im Dachbereich. Der maximale Luftvolumenstrom beträgt insgesamt 125 000 m^3/h. Die Luftgeschwindigkeit zwischen den Brettern kann mittels der programmierbaren Regelung während der Trocknung bzw. auch abhängig von der Holzart sowie der Art der Beladung immer optimal angepaßt werden.

2.5.2.2.2. Pumpen

In einer aus einer oder mehreren Trocknungskammern bestehenden Trocknungsanlage kommen normalerweise eine Heizungs- und eine Befeuchterpumpe zum Einsatz. Die Dimensionierung der Pumpen ist dabei von der Anzahl der angeschlossenen Trocknungskammern abhängig. In der hier dargestellten Anlage kamen dabei Pumpen zum Einsatz, die ausreichend für 5 unabhängige Trocknungskammern waren. Die Heizungspumpe hat dabei eine Leistung von 4,28 kW bei einer Nennförderleistung von 25 m³/h. Die Befeuchterpumpe hat eine Leistung von 1,12 kW und eine Nennförderleistung von 1 m³/h.

2.5.2.2.3. Stellmotor für Lüftungsklappe

An der Vorderseite der Trocknungskammer befindet sich eine mit Hilfe eines Stellmotors regelbare Lüftungsklappe mit deren Hilfe der Luftaustausch mit der Umgebung geregelt wird. Dieser Stellmotor hat eine Leistung von 10 W und ein Drehmoment von 30 Nm, was ausreichend ist um die Klappe um die Mittelachse zu drehen.

2.5.2.2.4. Schaltschrank

Zur Aufrechterhaltung der Betriebsspannungen verschiedener Kontroll,- Meß,- und Regelgeräte wurde während des Betriebs eine Grundleistung von 102 W gemessen.

2.5.2.3. Befeuchtersystem

Unterhalb des Wärmetauschers befindet sich in horizontaler Lage ein zweistufiger Luftbefeuchter mit insgesamt 16 gleichmäßig verteilten Befeuchterdüsen. Dabei können die beiden Stufen mit Hilfe von Magnetventilen ein- und ausgeschalten werden.

2.5.3. Regelung

Die Regelung des Trockners erfolgt vollkommen automatisch mit Hilfe eines Mikroprozessors. Dabei wird der gewünschte Trocknungsverlauf vor Beginn der Trocknung programmiert. Während der Trocknung sind dann keine Eingriffe in das Trocknungsgeschehen mehr notwendig.

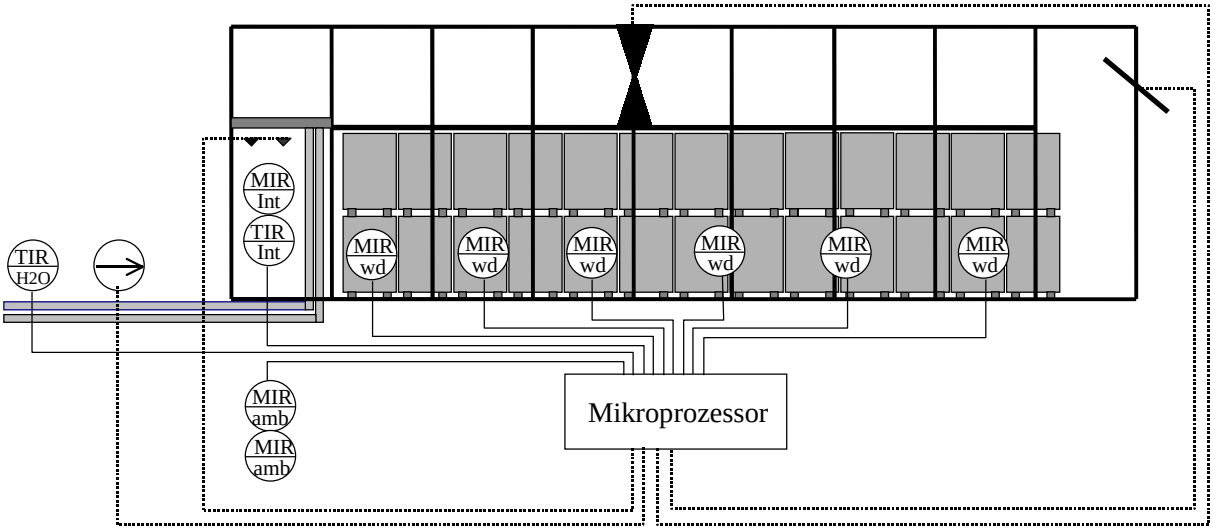


Bild 15: Regelung der solaren Trocknungsanlage.

Während der Trocknung mißt der Mikroprozessor alle 10 Sekunden mehrere Größen wie Lufttemperatur, Wassertemperatur, Wasserdruck, Luftfeuchte und Holzfeuchte an verschiedenen Stellen innerhalb und außerhalb der Trocknungsanlage **(s. Bild 15)**. Zur Bestimmung des Luftzustandes sind dazu Feuchte- und Temperatursensoren innerhalb und außerhalb des Trockners installiert. Zur Messung der Holzfeuchte sind sechs Fühler an verschiedenen Stellen der Holzladung innerhalb des Trockners angebracht. Die gemessenen analogen Werte werden dann in die Regelung eingespeist.

Aus den eingelesenen Werten werden mehrere weitere Größen berechnet wie:

- Oberflächentemperatur der Luftpolsterfolie
- Kondensationstemperatur der Trocknungsluft
- Holzfeuchtegleichgewicht

Weiterhin können verschiedene Grundeinstellungen in einem menügeführten Programm vorgenommen werden. Die wichtigsten sind hier kurz aufgeführt:

- Minimumtemperatur der Trocknungsluft
- Maximumtemperatur der Trocknungsluft
- Temperaturunterschied zwischen Trocknungs- und Umgebungsluft
- Solltemperatur der Trocknungsluft
- Sollfeuchte der Trocknungsluft
- Trocknungsverlauf: Sollwert Holzfeuchte

Aus den gemessenen, berechneten und vorgegebenen Werten errechnet der Prozessor automatisch den idealen Zustand der Trocknungsluft. Dazu stehen vier Regelgrößen zur Verfügung, die mit Hilfe von Relais und Schützen direkt angesprochen werden können:

- Lüftungsklappe (auf, zu)
- Axialventilatoren (Drehzahl)
- Heizungspumpe (Magnetventile)
- Luftbefeuchter (Magnetventile)

Mit Hilfe dieses mikroprozessorgeregelten Kontrollsystems können somit die wichtigsten Trocknungsparameter wie relative Luftfeuchte, Temperatur und Luftgeschwindigkeit sehr genau geregelt werden.

2.5.4. Trocknung in der solaren Trocknungsanlage

2.5.4.1. Beschreibung des Trocknungsprozesses

Die Ventilatoren im Dachbereich fördern die Luft über den Absorber in den hinteren Teil der Anlage. Dort strömt die Luft durch den Wärmetauscher nach unten in die Trocknungskammer. Von dort durchströmt sie die Holzstapel in Längsrichtung und gelangt im vordersten Segment der Anlage durch eine Öffnung im Absorberblech wieder in den Dachbereich. Dort

wird sie von den Ventilatoren angesaugt und wieder über den Absorber in den hinteren Teil der Anlage gefördert. Ein mehr oder weniger großer Teil der immer im Kreislauf strömenden Luft wird ausgetauscht, je nach dem wie weit die Lüftungsklappe geöffnet ist.

Durch die Wärmezufuhr vom Absorber und vom Wärmetauscher wird die Temperatur der Luft erhöht, wobei die relative Feuchte abnimmt. Ein Teil der in der Luft enthaltenen Wärme wird beim Durchströmen der Holzstapel dann an das Holz übertragen und ermöglicht eine Verdampfung des im Holz enthaltenen Wassers. Durch die kontinuierlich aufzubringende Verdampfungswärme sinkt die Temperatur der Luft. Der Dampf wird von der vorbeistreichenden Luft aufgenommen und mittransportiert. Die relative Feuchte der Luft ist beim Austritt aus dem Holzstapel entsprechend der aufgenommenen Dampfmenge und der niedrigeren Lufttemperatur größer als beim Eintritt. Durch die vorderseitige Öffnung des Absorberblechs strömt ein Teil der feuchten Luft nach oben in den Absorberbereich der Anlage. Der Andere Teil wird über die Lüftungsklappe ausgeschleust und durch Umgebungsluft, die zwar meist kälter ist aber immer einen kleineren Wassergehalt wie die Trocknungsluft besitzt, ersetzt. Auf dem Weg über den Absorber erfolgt bis zum erneuten Eintritt in den Holzstapel eine vollständige Durchmischung von Trocknerluft und Außenluft statt.

Durch entsprechende Sonneneinstrahlung am Tage erhitzt sich die Oberfläche des Absorberblechs wodurch die vorbeistreichende Trocknerluft konvektiv erwärmt wird. Die Luft wird auf diesem Wege vorgewärmt, bevor sie durch den Wärmetauscher strömt. Dort wird sie falls erforderlich bis zur erwünschten Solltemperatur aufgeheizt. Die relative Feuchte der Luft ist in diesem Teil der Trocknungsanlage am geringsten und wird falls erforderlich durch das Einsprühen von Wasser vor dem Eintritt in den Holzstapel erhöht.

Für den optimalen Ablauf der Trocknung sind die Temperatur und die relative Feuchte der in den Holzstapel eintretenden Luft von maßgeblicher Bedeutung und müssen deshalb genau aufeinander abgestimmt werden. Sie bestimmen im Wesentlichen die Trocknungsgeschwindigkeit sowie die Holzqualität.

2.5.4.2. Beschreibung des Trocknungsregimes

Bei der Schnittholztrocknung wird versucht eine möglichst gleichmäßige Abnahme der Holzfeuchte über die angestrebte Trocknungsdauer zu erreichen. Durch diese Prozeßführung werden Eigenspannungen im Holz und der damit verbundene Verzug der Bretter minimiert. Die optimale Abnahme der Holzfeuchte wird durch eine möglichst lineare Abnahme der relativen Luftfeuchte in der Trocknungsluft, sowie einem vorgegebenen Verlauf der Lufttemperatur erreicht **(Bild 16)**.

Die Lufttemperatur im Solartrockner wird aus energetischen Gründen maßgebend von der Umgebungstemperatur bestimmt, die gewissen Tagesschwankungen unterliegt. So nimmt die über das Trocknungsregime vorgegebene Temperaturdifferenz zur Umgebung im Verlauf der Trocknung linear zu, während der Sollwert für die relative Feuchte abnimmt. Dies ist erforderlich, weil eine große Temperaturdifferenz zur Umgebung in der Anfangsphase der Trocknung, wo eine relativ hohe Luftfeuchte erforderlich ist, zum Auskondensieren der Feuchte an der relativ kühlen Gebäudehülle führen und eine Klimaregelung damit unmöglich machen würde.

Bei der Trocknung wird dem Holz in zwei Schritten die Feuchtigkeit entzogen. Zunächst wird das freie, in den Kapillaren vorhandene Wasser aus dem Gewebe eines Brettes abgegeben, wobei sich zuerst die größeren, später die kleineren Zellhohlräume entleeren. Ab einer Holzfeuchte von ca. 27 %, dem sog. Fasersättigungspunkt ist kein freies Wasser mehr vorhanden und es beginnt als zweiter Schritt die Austrocknung der Zellwände. Die Wasserabgabe wird mit abnehmendem Feuchtegehalt im Holz durch eine Verringerung des Diffusionskoeffizienten erschwert und die Trocknung verlangsamt sich. Um dem entgegenzuwirken wird die relative Feuchte der Luft im Verlauf der Trocknung reduziert. Um eine zu starke Austrocknung der Oberfläche und damit verbundene Qualitätsbeeinträchtigungen zu verhindern, wird die Luft unter Zuhilfenahme des Befeuchters mehrmals auf ca. 90 % relative Feuchte befeuchtet. Dies führt zu einer Wiederbefeuchtung der äußeren Holzschichten der Bretter. Das geschwindigkeitsbestimmende Trocknungsgefälle in den inneren Schichten bleibt dabei aber bestehen und der Wassertransport von innen nach außen geht weiter. Anschließend erfolgt nach der erneuten Abtrocknung der Oberfläche wieder ein Feuchtetransport von den jetzt feuchteren, mittleren Schichten zur Oberfläche hin. Die Oberflächenfeuchte nimmt erst dann wieder sehr

stark ab, wenn die mittleren Holzschichten ebenfalls abgetrocknet sind und nur doch soviel Wasser nachliefern, wie Ihnen aus den inneren Holzschichten zugeliefert wird. Zu diesem Zeitpunkt erfolgt eine erneute Befeuchtung der Oberfläche um die entstandenen, hohen Trocknungsspannungen abzubauen. Auf diese Weise kann relativ schnell getrocknet werden, ohne die Qualität negativ zu beeinflussen.

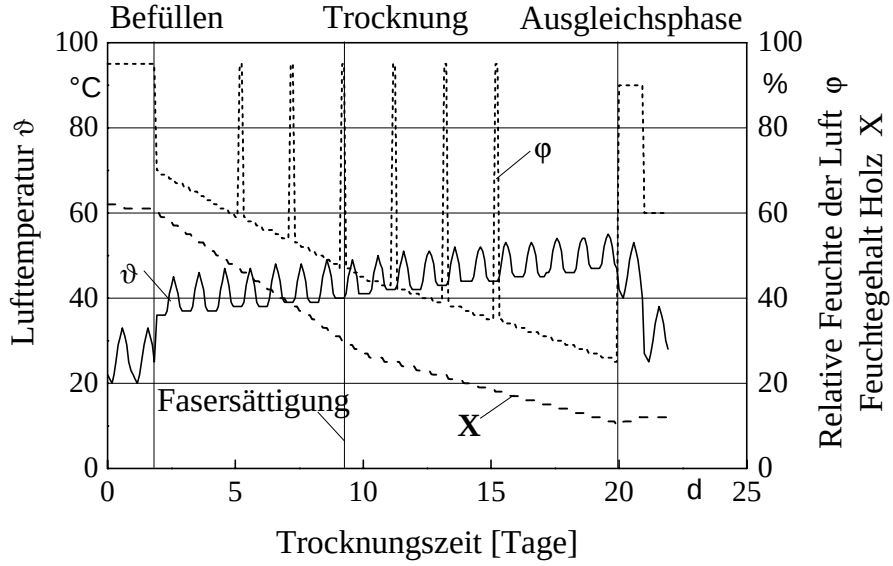


Bild 16: Modellhafte Trocknungskurve für 27 mm dicke Bretter von *Eucalyptus grandis.*

Bild 16 zeigt die modellhafte Darstellung eines Trocknungsregimes für 27 mm dicke *Eucalyptus grandis* Bretter. Das Regime basiert auf den charakteristischen Anforderungen der solargestützten Trocknungsanlage, den Qualitätsanforderungen der Holzindustrie, den spezifischen Eigenschaften von jungem, brasilianischen *E. grandis* und den experimentellen Erfahrungen verschiedener Wissenschaftler mit der Trocknung von Eukalyptus Arten [21-23, 58, 61, 62].

Allgemein ist der im Rahmen des Vorhabens entwickelte Trocknungsprozess in 3 Phasen unterteilt: Das Befüllen der Kammer, den Trocknungsprozess selbst sowie eine Feuchteausgleichsphase nach der Trocknung. Ein Aufheizen und Abkühlen wie bei der konventionellen Trocknung ist nicht erforderlich, da es sich um ein Niedertemperaturtrocknungsregime handelt.

Während dem Befüllen wird die relative Luftfeuchte auf etwa 90 % eingestellt während die Temperatur niedrig gehalten wird, um eine beginnende, ungleichmäßige Trocknung während des Befüllungsvorganges zu verhindern. Abhängig von Organisation und verfügbaren Maschinen kann die Trocknungskammer innerhalb von 2 bis 4 Stunden befüllt werden.

Der eigentliche Trocknungsprozess besteht aus 2 Phasen, oberhalb und unterhalb des Fasersättigungspunktes des Holzes. Zu Beginn des Trocknungsprozesses sind sehr „schonende" Trocknungsbedingungen erforderlich, bis die Holzfeuchte unter den Fasersättigungsbereich von etwa 25 bis 30 % fällt. Dies bedeutet, daß zum Beginn des Prozesses die Temperatur auf weniger als 40 °C eingestellt wird und die relative Luftfeuchte zwischen 75 und 85 % gehalten wird. Diese Bedingungen werden auch in der Literatur als eine wesentliche Voraussetzung zur Herstellung von Qualitätsholz aus *E. grandis* angesehen, da scharfe Trocknungsbedingungen und hohe Temperaturen bei grünem Holz zu Zellkollaps führen [22, 61, 62].

Während sich der Feuchtegehalt des Holzes im Laufe der Trocknung verringert, wird die Temperatur simultan auf bis zu 50 °C erhöht und die relative Luftfeuchte in Abhängigkeit der Holzstärke kontinuierlich auf Werte zwischen 45 und 70 % gesenkt. Unterhalb des Fasersättigungspunktes wird die Trocknung beschleunigt, indem die Temperatur schrittweise auf ein Maximum von 60 °C angehoben und die relative Luftfeuchte auf 25 % erniedrigt wird. Während des Trocknungsprogrammes wird automatisch alle 48 Stunden ein Wiederbefeuchtungsprogramm zwischengeschaltet. Dabei wird die relative Luftfeuchte für 3 Stunden auf etwa 90 % angehoben, um die hohen Spannungen an der Oberfläche des Holzes abzubauen. Die Anwendung dieses Vorganges erlaubt eine Beschleunigung der Trocknung ohne eine Verringerung der Holzqualität.

Nach der Trocknung beginnt eine aus zwei Phasen bestehende Ausgleichsphase. Während der ersten Phase werden die Temperatur und die relative Feuchte hochgehalten, um die Oberfläche der Bretter zu befeuchten und somit die inneren Spannungen des Holzes zu verringern. Während der zweiten Phase wird die Temperatur und die relative Feuchte auf einem konstanten, der erwünschten Sollfeuchte entsprechenden Niveau gehalten, um das Holz abzukühlen und um die Feuchteverteilung im Holzstapel zu homogenisieren.

Während allen Phasen der Trocknung schwankt die Temperatur im Laufe des Tages in Abhängigkeit von der Außentemperatur. Dies verringert den thermischen Energiebedarf und verbessert die Qualität des Holzes, da der Trocknungsstress während der Nacht durch eine langsamere Trocknung vermindert wird.

2.5.4.3. Datenerfassung

Während der Trocknungsversuche wurden eine Vielzahl von Meßwerten erhoben:

1. Steuerungsdaten

Der Mikroprozessor des Trockners besitzt einen Speicherplatz, der es erlaubt Stundenmittelwerte aus allen, im Abstand von 10 Sekunden gemessenen sowie den berechneten Größen und allen Ausgabewerten über einen Zeitraum von 42 Tagen zu speichern.

2. Computergestützte Meßwerterfassungsanlage

Mittels einer computergestützten Meßwerterfassungsanlage mit 40 Kanälen wurden ergänzend weitere, von der Regelung nicht oder nicht mit ausreichendem Stichprobenumfang erfaßten Meßwerte im Abstand von 5 Minuten gemessen und gespeichert.

3. Zyklische Handmessungen

Trocknungsbegleitend wurden verschiedene zyklische Messungen wie die Bestimmung der Strömungsgeschwindigkeit sowie die gravimetrische Holzfeuchtebestimmung vorgenommen. Jeweils vor Beginn und nach dem Ende der Trocknung erfolgte eine umfangreiche Bewertung der Holzqualität.

Durch diese Vielzahl von Informationen konnte ein weitgehend vollständiges Bild der Vorgänge während der Trocknungen erstellt werden. Im Einzelnen wurden folgende Größen gemessen bzw. aufgezeichnet:

Temperaturwerte:

- Temperatur der Trocknungsluft am Lufteintritt in den Holzstapel
- Temperatur der Trocknungsluft in der Mitte des Holzstapels
- Temperatur der Trocknungsluft am Luftaustritt aus dem Holzstapel
- Solltemperatur der Trocknungsluft
- Oberflächentemperatur der Luftpolsterfolie
- Taupunkttemperatur der Luft
- Temperatur der Umgebungsluft
- Maximale Temperaturdifferenz bis zum Erreichen des Kondensationspunktes
- Minimumtemperatur der Trocknungsluft
- Vorlauftemperatur der Zusatzheizung
- Rücklauftemperatur der Zusatzheizung
- Holztemperatur am Lufteintritt in den Holzstapel
- Holztemperatur in der Mitte des Holzstapels
- Holztemperatur am Luftaustritt aus dem Holzstapel
- Temperatur des Absorbers
- Temperatur der Trocknungsluft am Anfang Absorbers
- Temperatur der Trocknungsluft am Ende des Absorbers
- Bodentemperatur im Trockner

Feuchtewerte:

- Relative Feuchte der Trocknungsluft am Lufteintritt in den Holzstapel
- Sollfeuchte der Trocknungsluft
- Relative Feuchte der Umgebungsluft
- Holzfeuchte im Trocknungsverlauf (elektrisch und gravimetrisch)
- Anfangsfeuchte des getrockneten Holzes (gravimetrisch)
- Endfeuchte des getrockneten Holzes (gravimetrisch)

Regelgrößen:

- Öffnungsweite der Lüftungsklappe
- Öffnungszeit der Lüftungsklappe
- Schließzeit der Lüftungsklappe
- Laufzeit der Heizungspumpe
- Laufzeit Magnetventil Befeuchter 1
- Laufzeit Magnetventil Befeuchter 2
- Laufzeit Ventilatoren
- Rotationsgeschwindigkeit Ventilatoren

Sonstige Werte:

- Globalstrahlung
- Diffuse Solarstrahlung
- Durchflußmenge Heißwasser der Zusatzheizung
- Energiemenge Zusatzheizung
- Elektrischer Energiebedarf
- Geschwindigkeit der Trocknungsluft
- Druckabfall im Trockner
- Qualität des getrockneten Holzes
- Verbrauch Holzhackschnitzel (durch Zusatzheizung)

2.6. Ergebnisse der Trocknung von *E.grandis* in Brasilien

2.6.1. Freilandtrocknung

Hauptnachteil der Freilandtrocknung von Schnittholz ist die starke Abhängigkeit vom Klima bzw. dem Wettergeschehen. Dies kann gerade bei dem sehr empfindlichen, jungen Holz von *E.grandis* zu Schädigungen am Holz wie Hirnrisse, Oberflächen- und Innenrisse, Kollaps, Spannungen und Verformungen führen.

Während der Freilandtrocknung erreicht das Holz außerdem nur die Gleichgewichtsfeuchte der Umgebungsluft. Diese schwankt in Brasilien je nach Jahreszeit und Standort zwischen 16 % und 22 %. Diese Feuchten sind für weiterverarbeitende Möbelindustrie nicht ausreichend. In Brasilien werden Sollfeuchten zwischen 10 % für Brasilia und 14 % für Belo Horizonte benötigt. Eine höhere Feuchte verursacht später Verformungen an den hergestellten Möbelstücken.

Der Trocknungsverlauf ist neben den natürlich vorgegebenen Bedingungen auch abhängig von dem Aufbau der Holzstapel. Somit ist ein geringes Maß an Kontrolle bzw. Einflußnahme gegeben. Es kann die Trocknung beschleunigt werden, indem die Stapel weit auseinander gestellt werden, da das Holz dann dem Angriff von Wind und Sonnenstrahlung stärker ausgesetzt wird. Durch die zeitweise schnelle Trocknung werden jedoch oft viel größere Feuchtegradienten aufgebaut als unter kontrollierten Bedingungen. Dies verursacht Spannungen im Holz, die die Qualität mitunter erheblich beeinträchtigen.

Um diese Probleme zu verringern wurden die Holzstapel sehr eng aneinander gestellt, um sie vor Wind und Sonnenstrahlung zu schützen, wodurch die Qualität erhöht wurde. Die längere Trocknungszeit bedeutet jedoch auch eine längere Lagerhaltung bzw. Kapitalbindung und damit verbundenen höhere Kosten.

Generell kann im Freiland zu Beginn der Trocknung, bei noch hohen Holzfeuchten, eine gute Trocknungsrate erreicht werden. Mit abnehmender Holzfeuchte jedoch, verlangsamt sich die Trocknungsgeschwindigkeit bis die Trocknung im Bereich der Holzgleichgewichtsfeuchte zum Stillstand kommt. Bild 17 zeigt die Trocknung eines freistehenden, ungeschützten Holzstapels. Es ist zu sehen, daß sich die Holzfeuchte zu Beginn der Trocknung sehr schnell ver-

ringert, was zu erheblichen Schäden am Holz führte. Danach verlangsamt sich die Trocknung deutlich, was zu der für die Freilandtrocknung typischen, verhältnismäßig langen Trocknungszeit von mehreren Monaten führt.

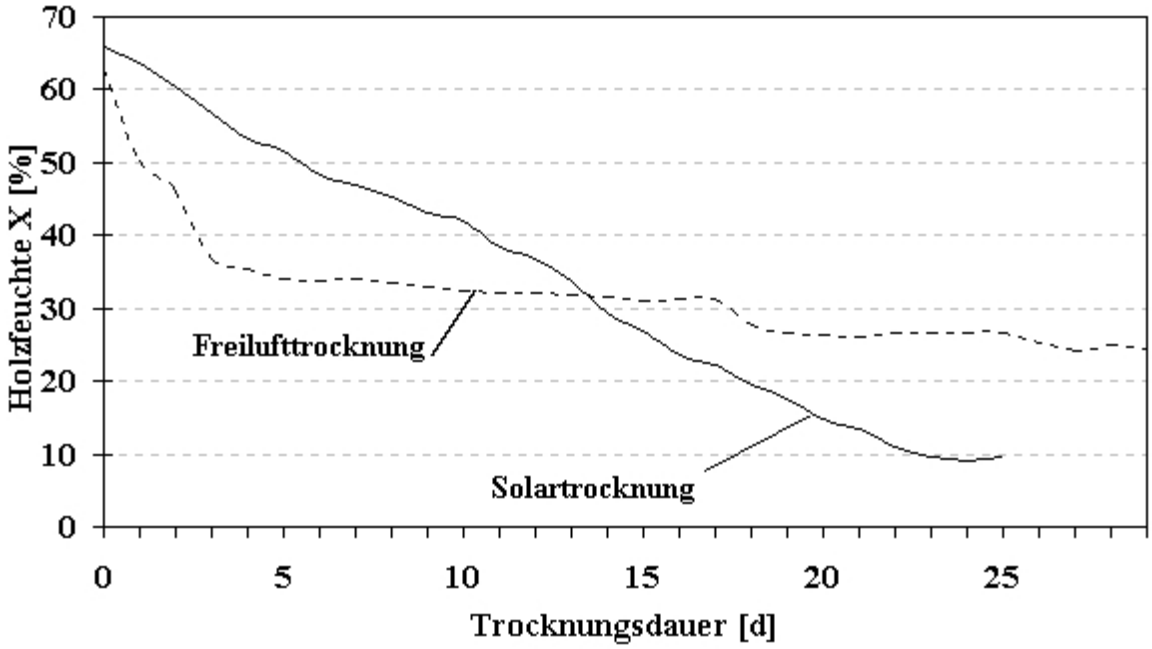


Bild 17: Vergleich von Freiland- mit Solartrocknung mit 27 mm Bretter *E.grandis.*

Unter den gegebenen Rahmenbedingungen konnten 27 mm starke Bretter bei freistehenden Stapeln in 2 bis 4 Monaten von 60 bis 80 % auf eine Holzfeuchte zwischen 17 und 20 % getrocknet werden. Aufgrund erheblicher Qualitätsbeeinträchtigungen wurde dieses Verfahren nach einigen Versuchen aber nicht mehr angewandt. Das in 8 bis 12 eng gestapelten Reihen aufgestellte Holz mit der selben Brettstärke benötigte für eine Trocknung von 60 bis 80 % auf 20 bis 25 % etwa 4 bis 6 Monate. Qualitätsbeeinträchtigungen traten in erster Linie an den außenstehenden Stapeln auf. Zu berücksichtigen ist allerdings, daß das trocknungsbedingte Schwinden des Holzes, was eine der Hauptursachen für Qualitätsbeeinträchtigungen darstellt, erst bei einer Feuchte von unter 25 bis 30 % beginnt. Bei den Versuchen wurden minimal lediglich 20 % Holzfeuchte erreicht.

2.6.2. Trocknung von Eukalyptus im Solartrockner

Während den Jahren 1996 bis 2000 wurden im Rahmen des Vorhabens zusammen mit den Partnern mehr als 80 Trocknungsversuche in den solaren Trocknungsanlagen durchgeführt. Dabei wurden mehr als 16 000 m³ Schnittholz von *E.grandis* mit verschiedenen Brettstärken in zwischenzeitlich 13 kommerziell arbeitenden Solartrocknungskammern getrocknet und bewertet. Aufgrund vorgegebener Brettstärken von Seiten des brasilianischen Projektpartners wurden geeignete Trocknungskurven für 18, 27, 32 und 42 mm starkes Eukalyptusholz ausgearbeitet.

2.6.2.1.1. Trocknungskurven

Wichtigster Einflußfaktor für die Trocknungsführung ist neben den Eigenschaften des Holzes wie Dichte oder Baumart, die Stärke der zu trocknenden Bretter. Allgemein gilt, daß der Holzfeuchtegradient von der Mitte des Holzes zur Oberfläche hin möglichst gering gehalten werden muß, da bei einer Erhöhung des Feuchtegradienten im Holz die Gefahr von Verformungen oder Verschalung zunimmt.

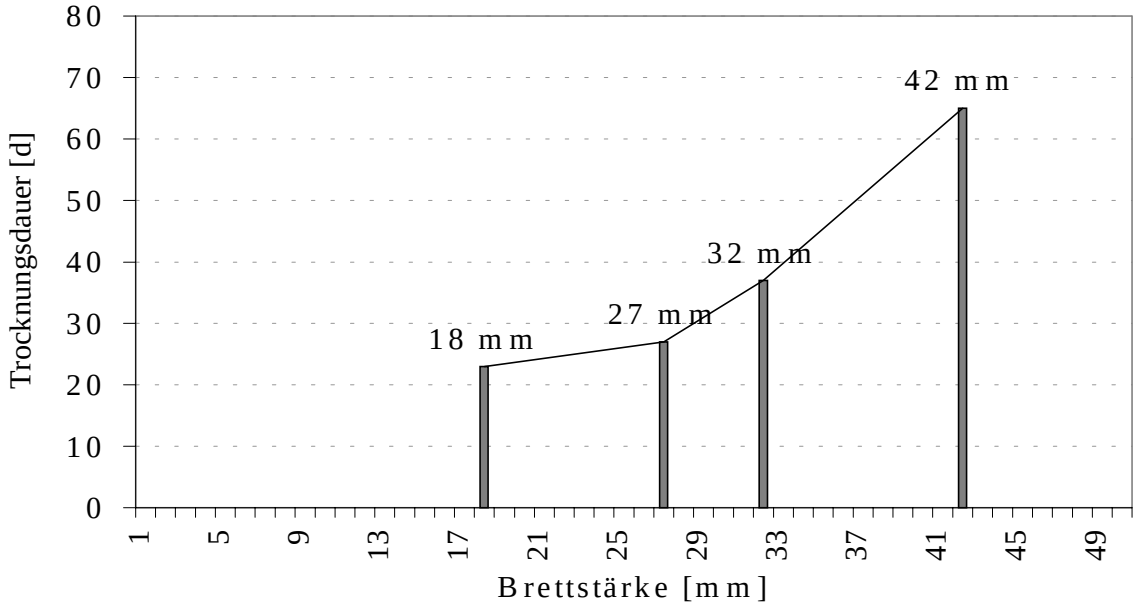


Bild 18: Zusammenhang zwischen Brettstärke und Trocknungsdauer.

Durch eine zunehmende Holzstärke wird ferner der Wassertransport aus dem Holz verlangsamt. Um ein zu starkes Austrocknen der Oberfläche bei noch hoher Feuchte in der Mitte des Holzes zu verhindern, muß die relative Luftfeuchte der Trocknungsluft mit zunehmender Stärke höher gehalten werden und darf nur langsam verringert werden. Dies resultiert in einer langsameren Trocknung und einer Zunahme der Trocknungsdauer **(Bild 18)**. Zur Verringerung schädlicher, hoher Feuchtegradienten besteht jedoch wie bereits erläutert auch die Möglichkeit zeitweiliger Wiederbefeuchtungsintervalle.

Die Werte in Bild 18 beziehen sich auf sägefrisches Holz mit einer mittleren Ausgangsfeuchte von etwa 60 bis 80 % d.b.. Ausgehend von dieser Feuchte konnten 18, 27, 32 und 42 mm dikke Bretter in 23, 27, 37 und 65 Tagen mit einer zufriedenstellenden Holzqualität auf eine Endfeuchte von 10 bis 12 % d.b. getrocknet werden.

Um die Abhängigkeit des Trocknungsregimes von der Holzstärke besser aufzeigen zu können, werden die modellhaften Trocknungskurven in **Bild 19 bis Bild 22** dargestellt. Es ist zu beachten, daß es sich dabei um durchschnittliche Trocknungskurven handelt, die geeignet sind, um die beim brasilianischen Projektpartner eingeschlagene Eukalyptusvarietät in zufriedenstellender Qualität zu trocknen.

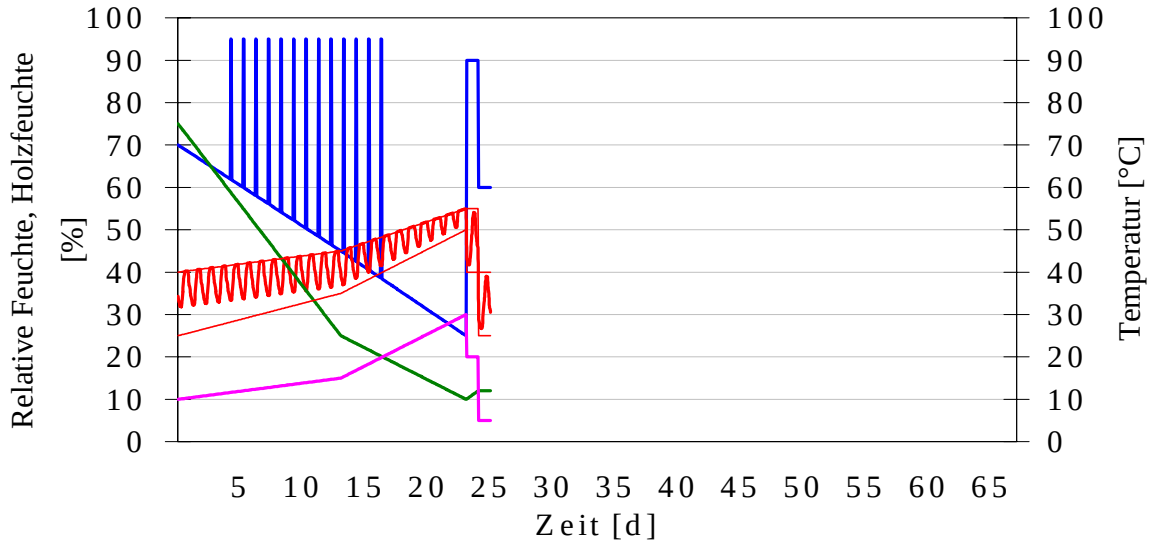


Bild 19: Modellhafte Trocknungskurve für 18 mm Bretter von *E.grandis.*

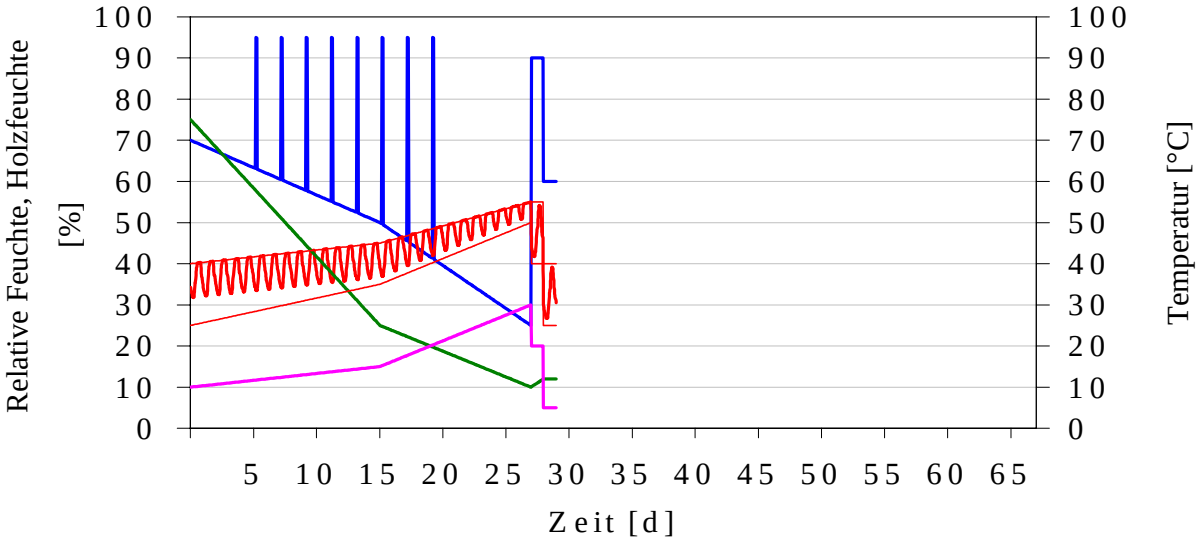


Bild 22: Modellhafte Trocknungskurve für 27 mm Bretter von *E.grandis.*

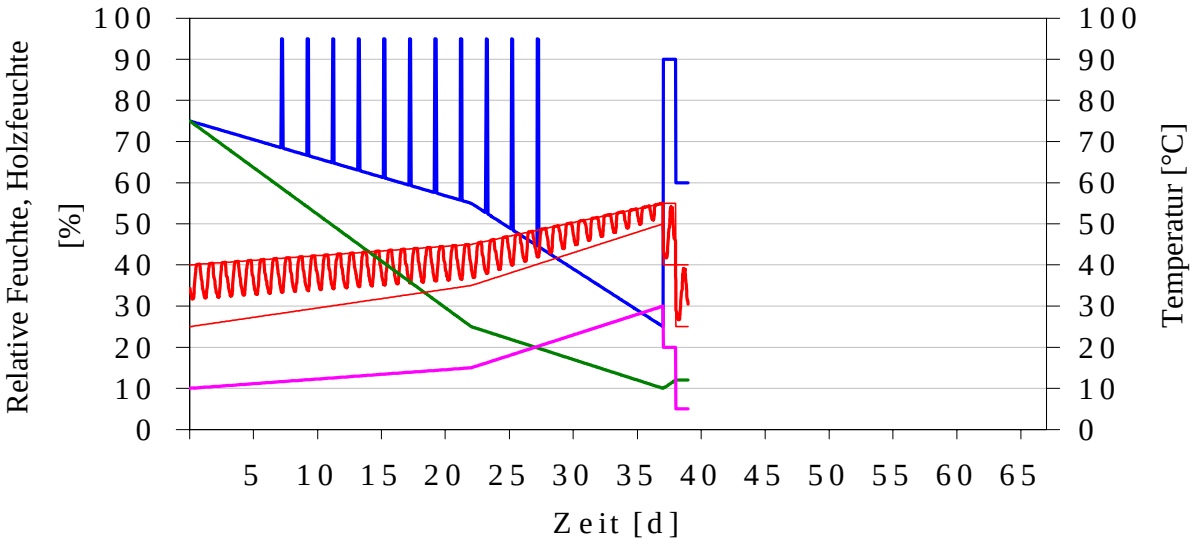


Bild 22: Modellhafte Trocknungskurve für 32 mm Bretter von *E.grandis.*

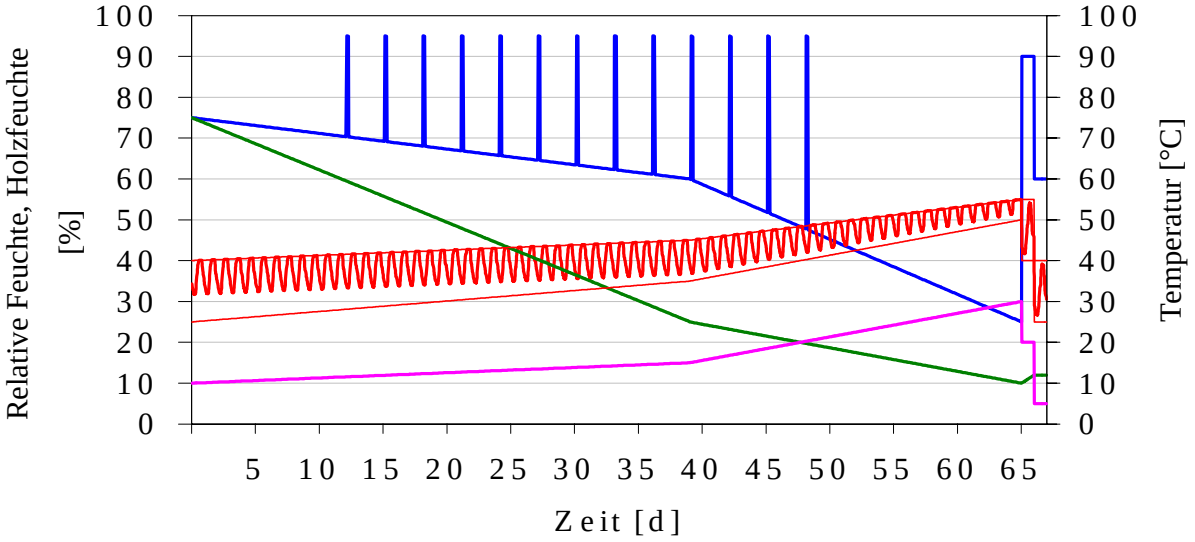


Bild 22: Modellhafte Trocknungskurve für 42 mm Bretter von *E.grandis.*

Durch veränderte Wetterbedingungen, Erhöhung des Einschlagalters oder die Trocknung anderer Eukalyptusvarietäten, können die Trocknungszeiten verkürzt oder müssen verlängert werden. Dies ist auf der Basis der vorliegenden Kurven dank der Mikroprozessorsteuerung aber problemlos möglich. Wird beispielsweise bei der routinemäßig in mehrtägigen Intervallen durchgeführten Begutachtung von Musterstücken festgestellt, daß das Holz zu langsam oder zu schnell trocknet, kann mit einem einfachen Sprungbefehl im bestehenden Trocknungsregime zeitlich nach vorne oder zurück gesprungen werden. Auch neue Programmverläufe können definiert und abgespeichert werden.

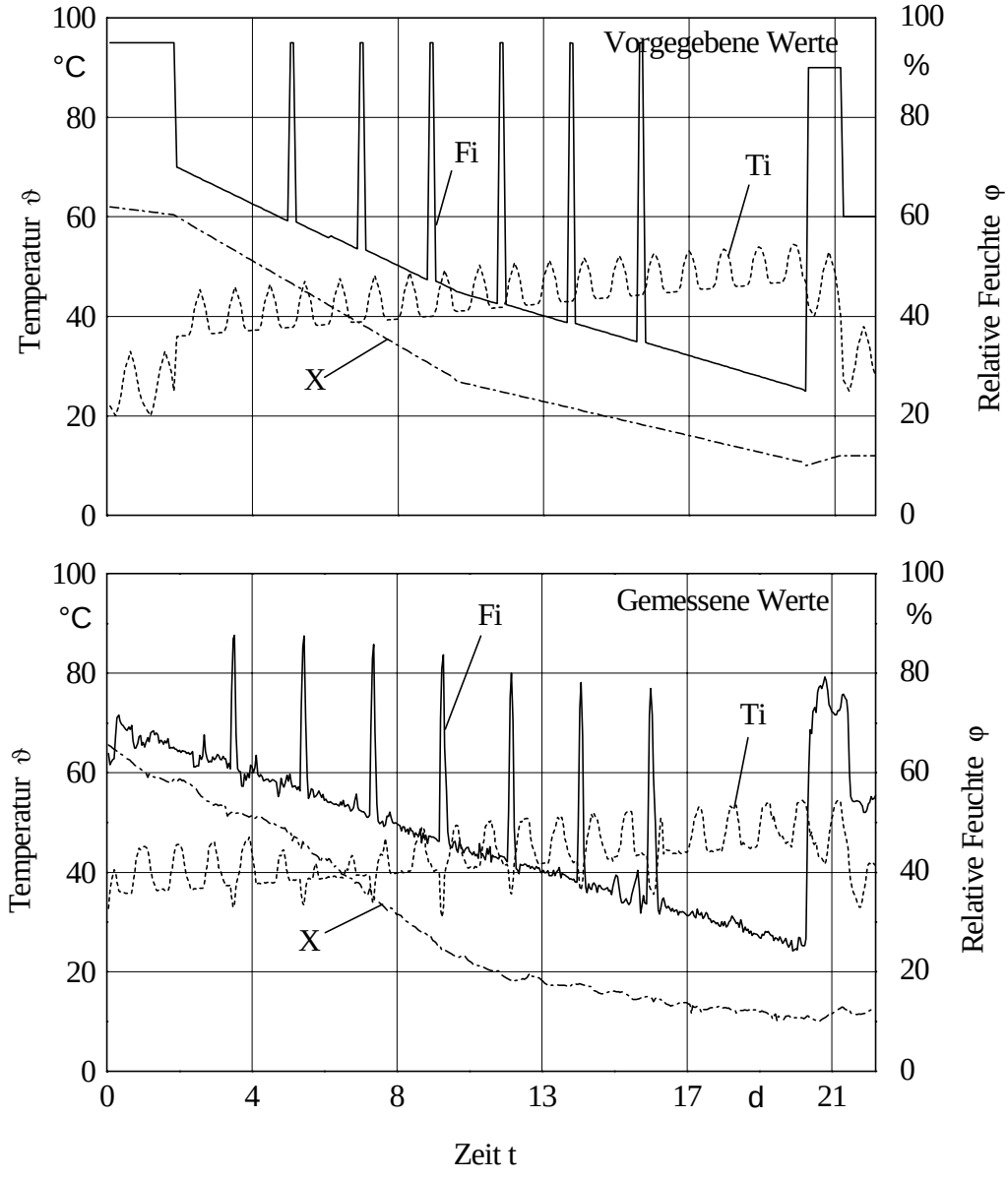


Bild 23: Vergleich von vorgegebenen und gemessenen Werten.

Durch das mikroprozessorgesteuerte Kontrollsystem kann der Trocknungsprozess mit vernachlässigbaren Abweichungen von den vorgegebenen Werten reguliert werden. Bild 23 zeigt, daß die gemessenen Werte eines Trocknungsdurchganges weitgehend eingehalten werden. Nur die relative Luftfeuchte erreichte im dargestellten Versuch während der Wiederbefeuchtungphasen nicht die sehr hoch gewählten Vorgabewerte, da die Wasserabsorbtion des Holzes höher ausfiel als erwartet und die eingesprühte Wassermenge nicht ausreichte.

2.6.2.1.2. Energiebedarf

Zur Beurteilung des Energiebedarfes wurden die im Verlauf der Versuche ermittelten Werte bei der Solartrocknung mit den Betriebsdaten eines Sägewerkes verglichen, bei dem konventionelle Trocknungsanlagen zur Trocknung von Eucalyptusholz eingesetzt werden. Wie in **Tabelle 9** dargestellt, ist sowohl der thermische als auch der elektrische Energiebedarf der solaren Trocknungsanlage im Vergleich zu konventionellen Trocknungskammern bedeutend geringer. Als Ursache sind neben der Nutzung von Solarenergie die konstruktive Ausführung mit einer hohen Stapeltiefe sowie das neu entwickelte Niedrigtemperaturtrocknungsregime zu sehen. In Kombination führt dies zu einer signifikanten Reduktion des elektrischen und thermischen Energiebedarfs um über 50 % im Vergleich zu konventionellen Hochtemperaturtrocknungssystemen.

Der thermische Energiebedarf bzw. der Brennstoffverbrauch betrug im Mittel in der solargestützten Trocknungsanlage nur etwa 35 % von dem einer konventionellen Anlage. Durch die solare Einstrahlung konnten in manchen Trocknungsphasen bis zu 40 % durch Solarenergie abgedeckt werden. Weiterhin wurde durch die geringeren Temperaturen und die Anpassung der Trocknungstemperatur an die Außentemperatur der Verlust von Wärme durch die Lüftung an die Umgebung verringert. Dadurch konnte die Zusatzheizung um ca. 60 % kleiner bemessen werden wie bei konventionellen Anlagen.

Der elektrische Energieverbrauch wurde im Mittel um über 70 % verringert, was sich auch in einer dementsprechend geringeren installierten elektrischen Leistung zeigt. Die Gründe für diesen großen Unterschied liegen zum Einen in der Verlängerung des Holzstapels im Vergleich zu konventionellen Kammern. Weiterhin sorgt die relativ niedrige Luftgeschwindigkeit

während des Trocknungsprozesses für einen geringen Druckabfall von weniger als 50 Pa, was die Benutzung von hocheffizienten Axialventilatoren erlaubt.

Tabelle 9: Vergleich von elektrischem und thermischem Energiebedarf bei solargestützter Trocknung sowie bei konventionellen Systemen zur Hochtemperaturtrocknung bei der Trocknung von 27 mm starken *Eucalyptus grandis* Brettern von 60 auf 11 % d.b..

	Konventionell*	Solar**
Installierte elektrische Leistung, W/m^3	180,2	41,7
Installierte thermische Leistung, kW/m^3	1,85	0,56
Elektrischer Energiebedarf, kWh/m^3	98	27
Thermischer Energiebedarf, GJ/m^3	2,95	1,06

* [63, 64]; ** CAF Sta. Bárbara Ltda, Brasilien 2000

2.6.2.1.3. Holzqualität

Bei der Bewertung der Qualität des getrockneten Holzes ist zu unterscheiden, ob es sich um eine Qualitätsverminderung infolge einer falsch geführten Trocknung oder um durch das Rohmaterial bedingte bzw. holzeigene Qualitätsnachteile handelt. Betrachtet man nur die trocknungsbedingte Qualität, so kann das in den Solartrocknungsanlagen getrocknete Holz fast ausschließlich als hohe Qualität beurteilt werden. Bewertet man die Holzqualität jedoch insgesamt, also unter Berücksichtigung der holzeigenen Mängel, so fällt die Bewertung deutlich schlechter aus. Dies liegt daran, daß bei den derzeit verarbeiteten Wäldern:

1.) keine für eine Schnittholzproduktion unbedingt notwendige, züchterische Bearbeitung hinsichtlich der für diesen Bereich wichtigen Qualitätseigenschaften wie z.B. Drehwuchs stattgefunden hat.

2.) keine waldbaulichen Maßnahmen zur Qualitätsverbesserung wie Ausdünnung oder Entastung durchgeführt wurden.

3.) die Stammdurchmesser aufgrund des geringen Einschlagalters von 8 bis 12 Jahren für eine Qualitätsproduktion bzw. ein geeignetes Einschnittverfahren zu klein sind.

2.6.2.1.3.1. Formänderungen

Aufgrund des äußerst stark drehwüchsigen Ausgangsholzes, war die Drehung der Bretter (twist) als das Hauptproblem der Trocknung anzusehen. Diese stark qualitätsmindernde Verformung war auch mit Hilfe eines sehr schonenden Trocknungsregimes nicht vollständig zu beheben.

Dieses Problem kann jedoch durch ein falsches Regime verschärft bzw. durch eine langsame Trocknung vermindert werden **(Bild 24)**. Weitere Verformungen wie sog. „Cup“ und „Bow“ nahmen durch die Trocknung ebenfalls zu, waren aber unabhängig von den jeweiligen Trocknungsbedingungen. Diese Verformungen konnten auch unter noch „sanfteren“ Trocknungsbedingungen nicht vermieden werden und traten in der Regel vorwiegend bei sehr jungem Holz auf. Sie wurden deshalb dem nur 7-9 Jahre alten Ausgangsmaterial zugerechnet und als nicht vermeidbar angesehen. Ähnliche Beobachtungen wurden auch bei einer Untersuchung von Chafe gemacht [65].

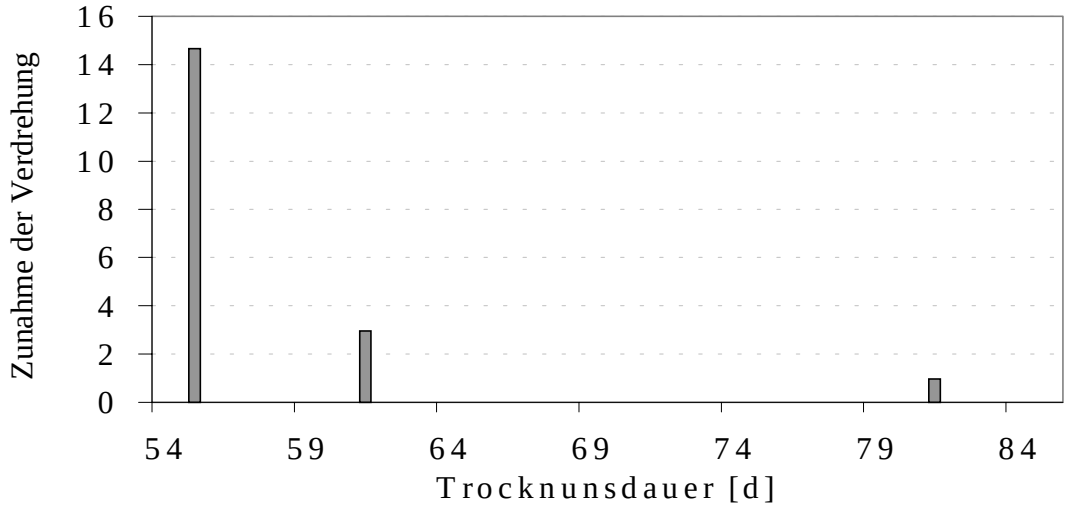


Bild 24: Zunahme der Verdrehung von 42 mm *E.grandis* Bretter bei Verkürzung der Trocknungszeit.

2.6.2.1.3.2. Risse

Sowohl Oberflächen- als auch Innenrisse war in allen Trocknungen kein Problem und konnten durch die vorgeschlagenen Trocknungsregime auf ein unbedeutendes Maß reduziert werden.

2.6.2.1.3.3. Zellkollaps

Zellkollaps konnte bei den vorgeschlagenen Trocknungsregimen nicht beobachtet werden. Allerdings wurden bei Brettern die Kernholz enthielten Deformationen beobachtet, die allerdings auf eine stark unterschiedliche Dichteverteilung zwischen Kern und Splintholz zurückgeführt werden konnten. Dementsprechend sind diese Veränderungen physikalisch bedingt und können nur durch eine Änderung des Brettzuschnittes, nicht aber durch die Trocknung selbst vermieden werden.

2.6.2.1.3.4. Holzfeuchte

Im allgemeinen war die Verteilung der mittleren Holzfeuchte der Bretter innerhalb der Ladung sehr uniform. Am Ende des Ausgleichs- bzw. Trocknungsprozesses war kein signifikanter Unterschied zwischen dem Holz am Eingang und am Ausgang des Luftstroms zu beobachten. Aufgrund der großen Dichteunterschiede waren aber im Vergleich zu anderen Holzarten stärkere Feuchteschwankungen zwischen einzelnen Brettern sowie zwischen den Meßstellen innerhalb eines Brettes zu beobachten.

2.6.2.1.3.5. Verschalung

Wie ein in **Bild 25** dargestellter Vergleich der Spannungen von Holz aus dem Trockner mit freilandgetrocknetem Holz zeigt, kann die Verschalung des Eukalyptusholz durch milde Trocknungsbedingungen verbunden mit Wiederbefeuchtungsintervallen deutlich verringert werden.

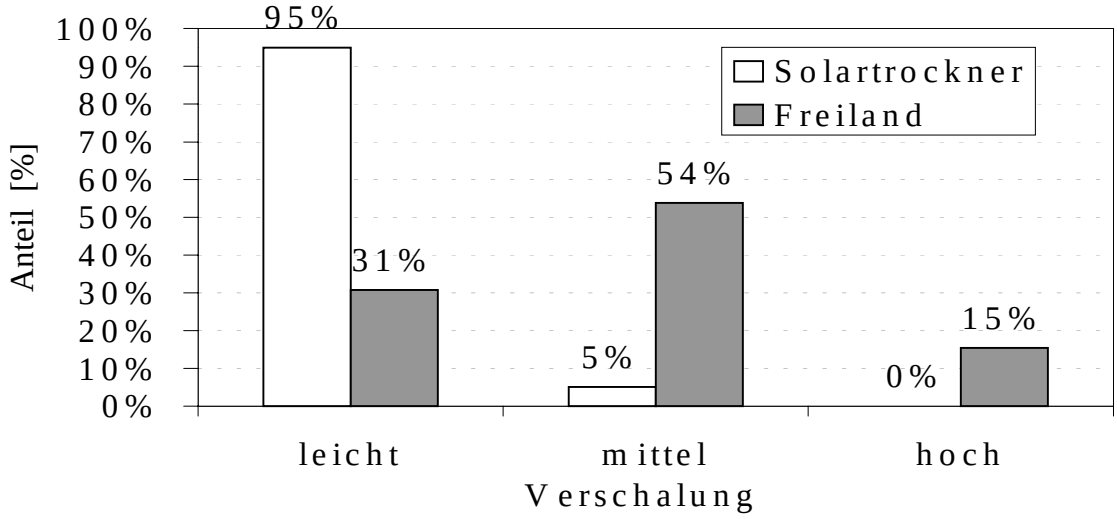


Bild 25: Vergleich der Verschalung im Solartrockner mit Freiland.

2.6.2.1.3.6. Verfärbungen

Bei dem im Solartrockner getrockneten Holz konnten keine Verfärbungen festgestellt werden. Das zu Anfang sehr klare Holz behält bei einer schnellen Beladung des Trockners seine Farbe weitgehend bei. Verfärbungen fanden bei Eukalyptusholz verstärkt im Freiland statt, wo durch Benässung mit Regen und direkte Sonneneinstrahlung die Oberfläche des Holzes seine rötliche Farbe verlor und braun bis gräulich wurde.

2.7. Strömungstechnische Untersuchung der solaren Trocknungsanlage

Neben der Klimaführung hat auch die Strömungsgeschwindigkeit im Spalt zwischen den einzelnen Brettern einen entscheidenden Einfluß auf die Geschwindigkeit des Wasseraustrages und damit auf die Qualität. Strömungsgeschwindigkeit, Temperatur und relative Feuchte der Luft müssen deshalb genau aufeinander abgestimmt werden. Deshalb wurde die Solaranlage hinsichtlich des Einflusses von Ventilatordrehzahl, Stapelleisten- bzw. Brettstärke und Strömungsgeschwindigkeit vermessen **(Bild 26)**.

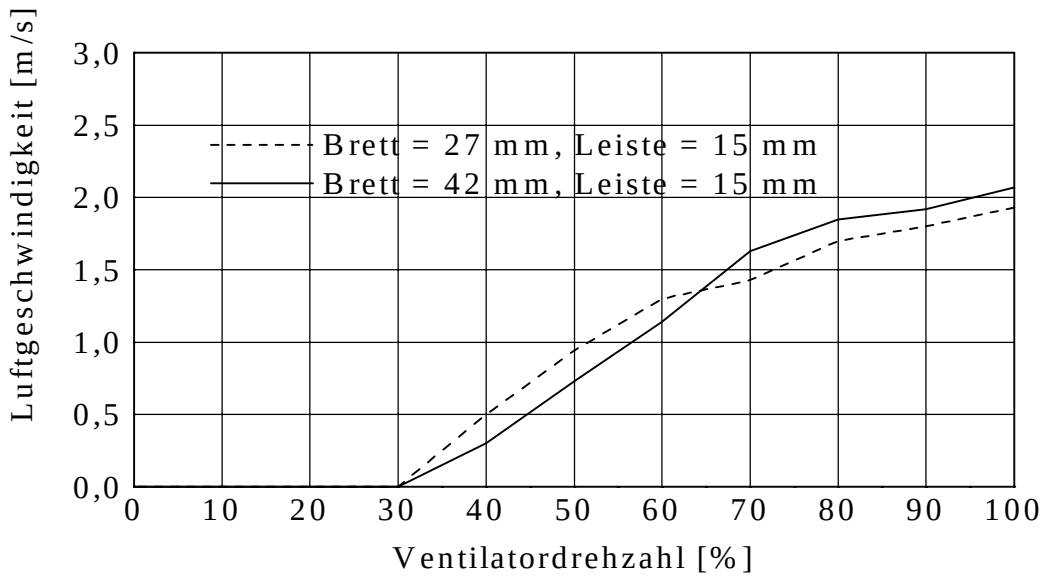


Bild 26: Abhängigkeit der Luftgeschwindigkeit von der Ventilatordrehzahl und der Brettstärke.

In Abhängigkeit von Stapelleistenstärke, Brettstärke und Ventilatordrehzahl kann die mittlere Strömungsgeschwindigkeit zwischen 0 und 2,1 m/s variiert werden. Es ist zu beachten, daß es sich dabei um Mittelwerte handelt. So schwankt z.B. die Luftgeschwindigkeit bei 42 mm Brettern bei einer Ventilatordrehzahl von 100 % zwischen 1,6 und 2,4 m/s.

Bei der hier durchgeführten langsamen Trocknung ist die Wasserabgabe des Holzes pro Zeiteinheit geringer ist als bei einer schnellen Trocknung in konventionellen Anlagen. Deshalb ist im Solartrockner eine durchschnittliche Trocknungsluftgeschwindigkeit von 1,8 m/s

ausreichend, um einen bemerkenswerten Holzfeuchteunterschied zwischen Luftein- und Luftaustritt zu verhindern. Aufgrund dieser Erkenntnis konnte die Ventilatorendrehzahl bei der Trocknung von 42 mm starken Eukalyptusbrettern auf 80 % verringert werden, um eine Verringerung des elektrischen Energiebedarfs zu erreichen.

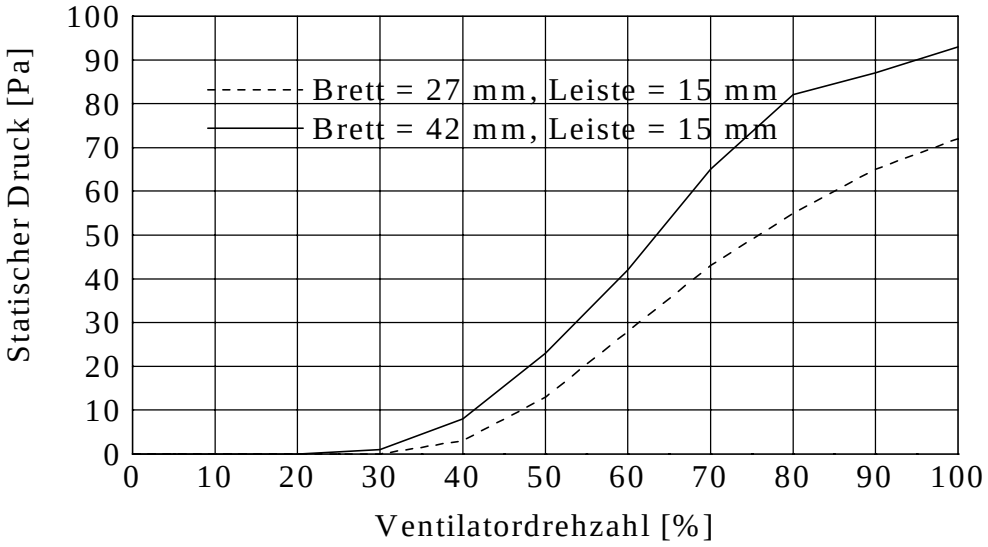
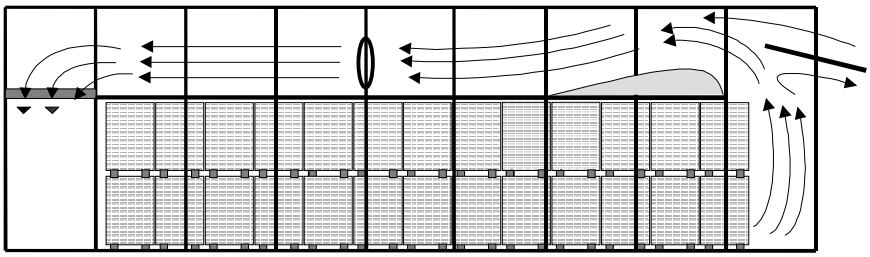


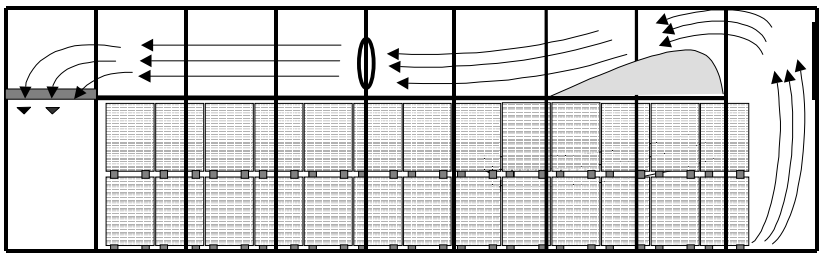
Bild 27: Abhängigkeit des statischen Drucks von Ventilatordrehzahl und der Stärke der Stapelleisten.

Neben der Verringerung des Energiebedarfes bei der Trocknung von dicken Brettern ist auch zu beachten, daß durch die Verwendung dickerer Stapelleisten die Luftgeschwindigkeit zwar gleich gehalten wird, es jedoch zu einer starken Verringerung des geladenen Holzvolumens führt. Durch die Verwendung gleich starker Stapelleisten kann sogar das Trocknungsvolumen erhöht werden. Dadurch erhöht sich die Luftgeschwindigkeit wie in Bild 26 zu sehen aber es führt auch zu einer Erhöhung des statischen Druckes von 70 Pa auf 95 Pa wie in **Bild 27** dargestellt. Durch eine Verringerung der Drehzahl auf 80 % kann der Druck auf knapp über 80 Pa verringert werden, was hinsichtlich der Belastbarkeit der Trocknerbauhülle als unbedenklich angesehen werden kann.

Bild 28 zeigt das Strömungsprofil bei voller Ventilatordrehzahl in Abhängigkeit der Stellung der Lüftungsklappe. Es zeigte sich, daß sich im vorderen Bereich des Absorbers ein kleiner Bereich mit deutlich verringerter Strömungsgeschwindigkeit ausbildet. Dadurch wird der Wärmeübergang vom Absorber an die Luft in diesem Bereich reduziert. Der denkbare Einbau von Luftleiteinrichtungen zur Beseitigung dieser Zone ist aber zwangsläufig mit einem zusätzlichen Strömungswiderstand und damit einer Erhöhung des elektrischen Energiebedarfes verbunden, weshalb darauf verzichtet wurde. Im den restlichen Bereichen im Dachraum sowie den beiden Expansionsräumen vor und hinter dem Holzstapel in der Trocknungskammer herrscht eine weitgehend gleichmäßige Verteilung der Strömungsgeschwindigkeit.



Luftströmung bei offener Klappe



Luftströmung bei geschlossener Klappe

Bild 28: Strömungsverteilung im Solartrockner.

2.8. Simulation der solaren Trocknungsanlage

Um in Abhängigkeit von unterschiedlichen Umgebungsbedingungen (Wetter, Art der Bauhülle, Holzmenge, etc.) ein möglichst optimales Trocknungsregime erarbeiten zu können, wurde gemeinsam mit der Abteilung Energiewandlung des Instituts für Kernenergetik und Energiesysteme - IKE der Universität Stuttgart ein Simulationsmodell entwickelt, welches das thermische Verhalten dieser Anlage abbildet. Unter Zuhilfenahme dieses Simulationsprogramms sollen unterschiedliche Trocknungsregime auf Durchführbarkeit hin untersucht, sowie der sich ergebende Energieverbrauch und eventuelle Kondensationsbildung an den Außenwänden in Abhängigkeit des Umgebungsklimas im Voraus abgeschätzt werden. Unter Verwendung der Simulationssoftware TRNSYS wurde eine erste Version des Programmes entwickelt und getestet.

2.8.1. Energie- und Stoffbilanzen

Die relevanten Energie- und Stoffströme die notwendig sind, um die der Simulation zugrundeliegenden Wärme und Stoffbilanzen aufstellen zu können, sind in **Bild 29** schematisch dargestellt.

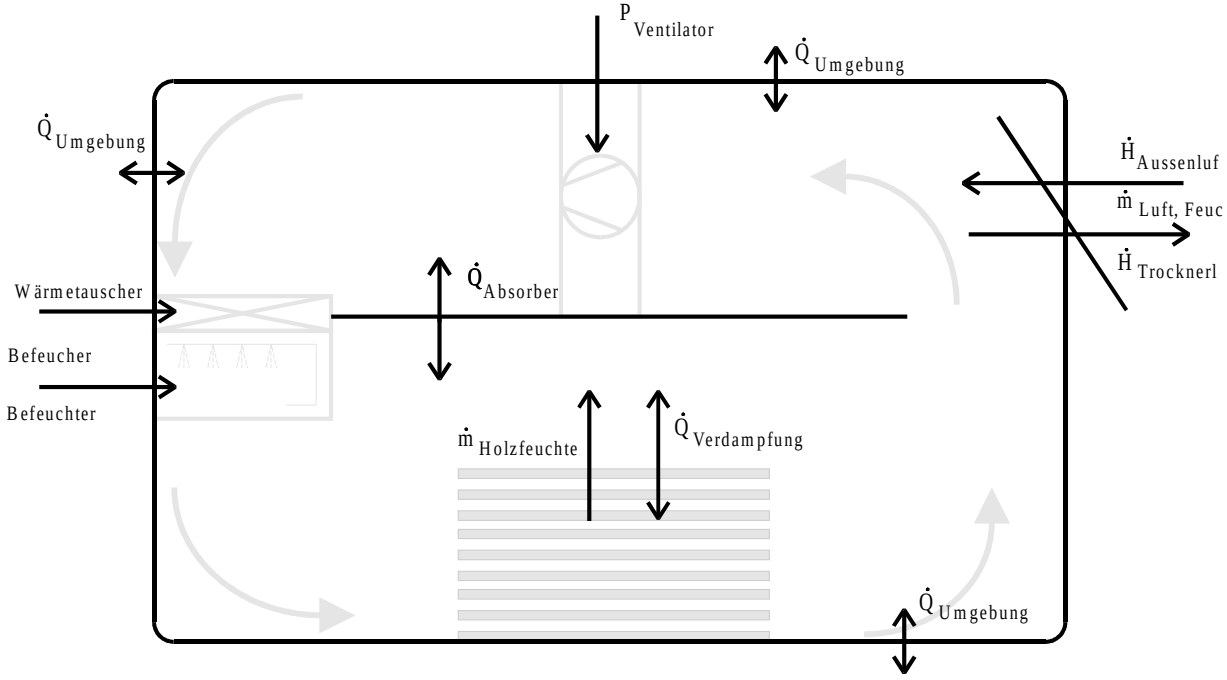


Bild 29: Energie- und Stoffströme in der solaren Trocknungsanlage.

Im System „Holztrockner“ soll die im Holz enthaltene Feuchtigkeit bei den geforderten Luftzuständen verdampft und durch einen entsprechenden Luftaustausch in die Umgebung abgeführt werden. Dies erfordert eine ausreichende Wärmezufuhr, um die Verdunstungswärme des Wassers aufzubringen und um die auftretenden Wärmeverluste zu decken. Wärmeverluste entstehen durch den Luftaustausch mit der Umgebung und durch Wärmeleitung an den Trockneraußenwänden sowie den Boden. Den größten Anteil an der Wärmezufuhr hat der Wärmetauscher mit einer maximalen Wärmeleistung von ca. 250 kW. Über den Absorber wird tagsüber zusätzliche Wärme durch Sonneneinstrahlung von bis zu 150 kW eingebracht. Durch diesen solaren Anteil an der Wärmezufuhr wird Brennstoff zum Beheizen des Wärmetauschers eingespart. Die Leistung der Ventilatoren geht ebenfalls in die Gesamtwärmebilanz ein.

Die Feuchtebilanz wird maßgebend durch den vom Holz an die Luft abgegebenen Wasserdampf bestimmt. Durch den Luftaustausch über die Lüftungsklappe muß gerade soviel Wasserdampf abgeführt werden, daß die Feuchtegrenzen für die relative Feuchte eingehalten werden können. Der Befeuchter kommt in Intervallen zum Einsatz, um die Holzoberfläche wieder zu befeuchten oder, wenn die geforderte Mindestluftfeuchte nicht eingehalten werden kann. Dieser Fall tritt in der Praxis jedoch nur selten auf.

2.8.2. Die Simulationssoftware „TRNSYS“

2.8.2.1. Allgemein

TRNSYS (Transient System Simulation Program) ist ein Programmpaket zur Berechnung des thermischen Verhaltens von Gebäuden einschließlich der aktiven und passiven Komponenten zur Energieversorgung (z.B. Heizkessel, Wärmeverteilsysteme, Kollektorsysteme) und zur Bilanzierung der auftretenden zeitabhängigen Energieströme. TRNSYS wurde ursprünglich für die detaillierte Analyse von Gebäuden mit aktiver Solartechnik entwickelt. Heute sind sowohl passive Solarkomponenten als auch herkömmliche Heiz- und Kühleinrichtungen als vorgefertigte Simulationskomponenten erhältlich.

Der Vorteil von TRNSYS besteht in seiner Flexibilität und der Möglichkeit, ein System sehr detailliert nachzubilden. TRNSYS ist modular aufgebaut. Es enthält eine große Anzahl von Standardkomponenten, den TYPES, die je nach Anforderung zur Nachbildung des realen Systems zusammengebunden werden können. Die offene Struktur des Programms erlaubt es dem Anwender, selbst erstellte TYPES einzubinden sowie vorhandene Standardkomponenten nach eigenen Anforderungen zu verändern.

Jedes TYPE beschreibt die Funktionsweise einer bestimmten Systemkomponente. Das reale Betriebsverhalten der Komponenten wird in den TYPES mit den entsprechenden mathematischen Algorithmen nachgebildet. Zur Lösung des Gleichungssystems, das sich aus den Einzelkomponenten und deren logischen Verknüpfungen im Gesamtsystem ergibt, stehen in TRNSYS verschiedene Lösungsalgorithmen zur Verfügung. Die Zeitschrittweite und die Genauigkeit, mit der simuliert wird, sind durch den Anwender wählbar. Prinzipiell können alle Eingangs- und Ausgangsgrößen jeder Komponente ausgegeben werden. Die Ausgabegrößen können zudem über definierte Zeitintervalle (Tage, Monate, Jahre) integriert werden.

2.8.2.2. Gebäudesimulation

Für die dynamische Gebäudesimulation wird das Gebäude in thermische Zonen aufgeteilt. In der Regel werden so einzelne Räume oder Raumgruppen abgebildet, die gleiche Randbedingungen wie Nutzung, Belegung oder Verglasung besitzen. Jede Zone wird durch einen Luftknoten repräsentiert, der die Kapazität des Inhalts des Zonenvolumens hat. Die Energiebilanz der Zone wird an diesem Luftknoten durchgeführt. Grundlage der Bilanz ist der Energieerhaltungssatz. Der Strahlungsaustausch zwischen den Oberflächen wird separat gerechnet. Die solaren Gewinne an die Zone finden indirekt Eingang in die Bilanzierung. Die Strahlung wirkt über den Umweg der Absorption an den Hüllflächen der Zone und die nachfolgende konvektive Wärmeabgabe an den Raum auf den Luftknoten übertragen. Dies gilt auch für den Strahlungsanteil interner Wärmequellen.

Das thermische Modell der Wände basiert auf der sog. „Respons-Faktoren-Methode“ von Mitlas und Arsenault. Vor dem eigentlichen Simulationslauf wird das thermische Verhalten der Wand als Transferfunktion berechnet, auf die in der Simulation zugegriffen wird. Die

Stoffwerte werden vor der Simulation als Konstanten festgelegt, die Abhängigkeit von physikalischen Zustandsgrößen wird vernachlässigt.

2.8.2.3. Simulationsmethodik

Die dynamische Gebäudesimulation wird in TRNSYS mit einem Unterprogramm - dem TYPE 56 - durchgeführt. Die Vielzahl der benötigten Gebäude- und Wetterdaten, die Einfluß auf das Gebäudeverhalten haben, werden zunächst extern zusammengestellt und dann dem eigentlichen TRNSYS-Simulationslauf durch entsprechende Eingabedateien übergeben.

Aus der Nutzung des Gebäudes und der Gebäudegeometrie ergibt sich die Einteilung in thermische Zonen. Mit den aus den Gebäudeplänen ermittelten Abmessungen, den Materialdaten und weiteren Gebäudedaten (Luftwechselraten, Solltemperaturen etc.) wird über einen Editor oder das Hilfsprogramm PREBID das "Building Input Description-File"' (*.bid) erstellt. Aus dieser Gebäudebeschreibung erzeugt das BID-Programm die Übergabedateien (*.bld und *.trn) für die TRNSYS-Simulation. Die *.bld-Datei enthält die Geometriedaten des Gebäudes; die Transferfunktionen der Wände sind in der *.trn-Datei niedergelegt. In der Informationsdatei *.inf werden die für den in der Simulation aufgerufenen TYPE 56 nötigen Eingänge („INPUTS“) und die verfügbaren Ausgänge („OUTPUTS“) aufgelistet.

Die Eingabedatei für die TRNSYS-Simulation des Gebäudes ist die sogenannte „Deck“-Datei. Hier werden die Übergabedateien für das Gebäude und die Wetterdaten aufgerufen, eingelesen und mit den in der Simulation benötigten TYPES verknüpft. So werden zum Beispiel die Strahlungsdaten aus dem Wetterdatensatz zuerst in einem „Radiation Processor“ (TYPE 16) auf die Neigung und Orientierung der im *.bid vereinbarten Gebäudeaußenflächen umgerechnet, bevor diese an den TYPE 56 übergeben werden.

Die Liste der Eingänge aus der Informationsdatei wird hier zur Einbeziehung des TYPE 56 in die Deck-Datei benötigt. Die Ergebnisse der Simulation werden gezielt durch das Aufrufen der gewünschten Ausgänge, in einem Ausgabe-TYPE erzeugt und in den vereinbarten Ausgabedateien abgelegt.

2.8.2.4. Grenzen der Simulation mit TRNSYS

TRNSYS verwendet zur Nachbildung des thermischen Gebäudeverhaltens ein Bilanzmodell mit einem Raumluftknoten pro Zone. Die Raumgeometrie ist nur durch die Größe der Flächen für den Wärmedurchgang und die Strahlungsverteilung zwischen den Flächen berücksichtigt. Die Aussagen über Raum- und Oberflächentemperaturen sind damit auf räumliche bzw. örtliche Mittelwerte beschränkt.

Die Untersuchung detaillierterer Phänomene, die beispielsweise eine dreidimensionale Auflösung der Strömungsvorgänge erfordern, kann nur von CFD Programmen (Computed Fluid Dynamics) geleistet werden. Das Einknotenmodell von TRNSYS kann nur den Raumluftwechsel pro Zone berücksichtigen.

Auch Untersuchungen von Systemen mit sehr kleinen Zeitkonstanten sind unter TRNSYS nur eingeschränkt durchführbar. Das Gebäudemodell und die Numerik sind auf die schnelle Berechnung ganzer Jahresdurchläufe, in der Regel im Stundenzeitschritt, angepaßt. Der Zeitschritt kann ferner nur konstant vorgegeben werden und führt bei Größenordnungen im Bereich weniger Sekunden zu numerischen Instabilitäten.

2.8.3. Beschreibung des erstellten Simulationsprogramms

2.8.4. Allgemein

Die Untersuchung der Holztrocknungsanlage erfordert eine möglichst realistische Abbildung des Luftzustandes (T, φ) der Trocknungsluft in Abhängigkeit von den vorliegenden Randbedingungen und den vorgegebenen Sollbedingungen. Die detaillierte Simulation einzelner Anlagenkomponenten wie beispielsweise des Wärmetauschers wäre denkbar, ist im Rahmen dieser Betrachtung jedoch nicht notwendig. Das hier betrachtete Simulationsprogramm stützt sich deshalb im wesentlichen auf die Verwendung des TYPE 56, das sämtliche Voraussetzungen für die geforderten Berechnungen bietet.

Die Trocknungsanlage wird bei dieser Betrachtung in verschiedene Zonen aufgeteilt, für die gemittelte Zustandsgrößen angenommen werden. Diese Zonen werden je nach Geometrie und

den verschiedenen Wärme- und Feuchtequellen im Hilfsprogramm PREBID zum TYPE 56 zusammengestellt.

2.8.5. Prinzip der ersten Programmversion

Die Entwicklung der aktuellen Programmversion 1.1 basiert auf den Erfahrungen die mit einer früheren Programmversion 1.0 **(Bild 30)** gemacht wurden. Der erste Ansatz der Temperatur- und Feuchteregelung war mit erheblichen Schwierigkeiten behaftet, die bei der vorgenommenen Regelungs- bzw. Zonengestaltung nicht befriedigend behoben werden konnten und eine Neugestaltung des im Programm enthaltenen Regelkonzeptes notwendig machten.

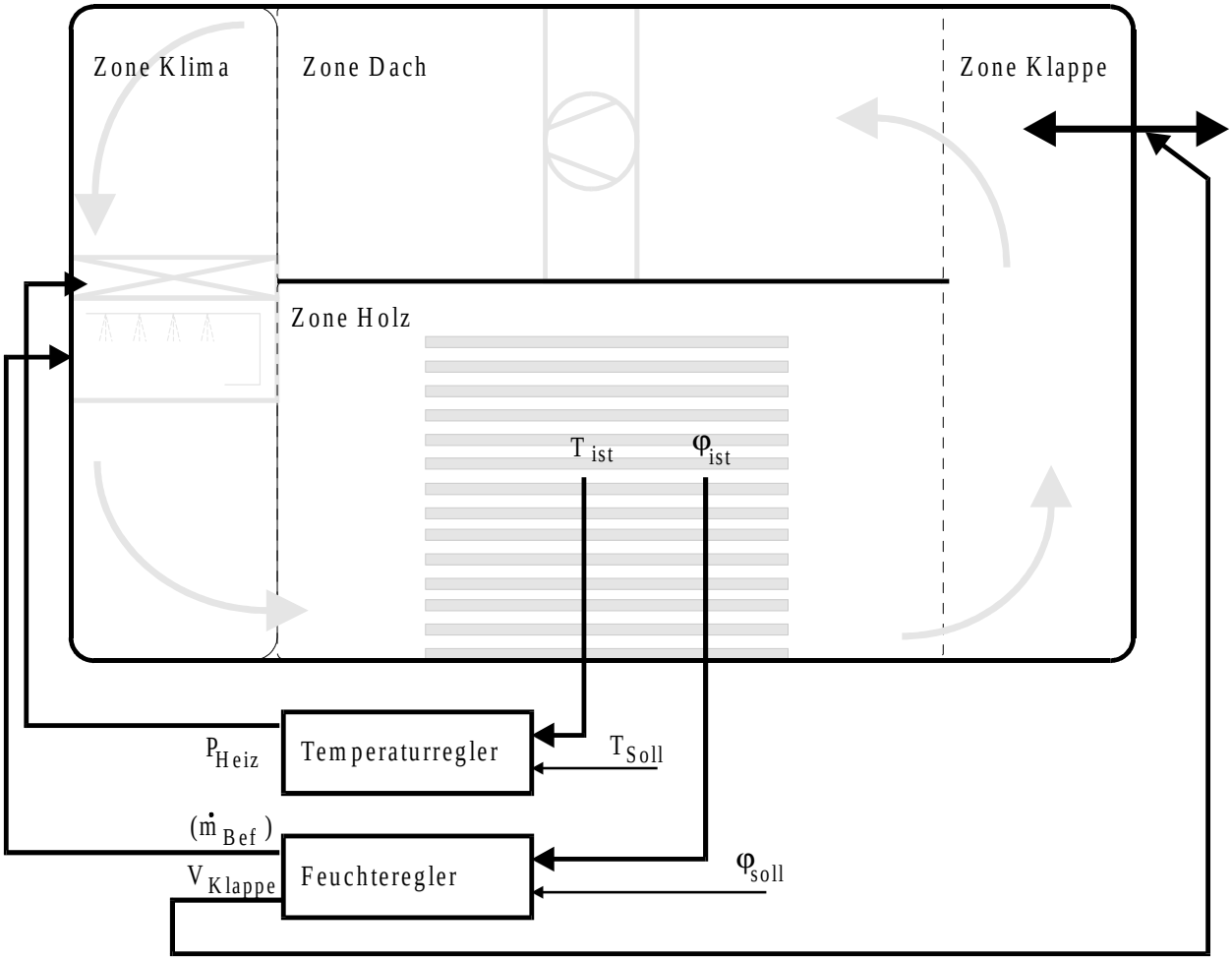


Bild 30: Prinzipschema der ersten Programmversion 1.0.

Das ursprüngliche Regelungskonzept basierte auf der Verwendung von zwei unabhängigen PID Reglerobjekten. Diese Reglerobjekte sind im Programmumfang des TRNSYS enthalten und simulieren das Verhalten solch eines Reglers.

Die beiden Regelgrößen sind die Feuchte und die Temperatur der Luft beim Eintritt in die Holzstapel. Um die geforderten Luftzustände einhalten zu können muß die Außenluftzufuhr durch die Lüftungsklappe sowie die Wärmezufuhr durch den Wärmetauscher geregelt werden. Diese Regelung ist abhängig von den Sollwertabweichungen der Feuchte und der Temperatur und erfordert so den Einsatz von zwei Reglerobjekten. Die Abstimmung dieser beiden Reglerobjekte in Verbindung mit den mathematischen Schranken der Simulationssoftware TRNSYS gestaltete sich jedoch als sehr schwierig und wurde zugunsten des aktuellen Regelprinzips nicht weiter verfolgt.

2.8.6. Aktuelle Programmversion

2.8.6.1. Prinzip

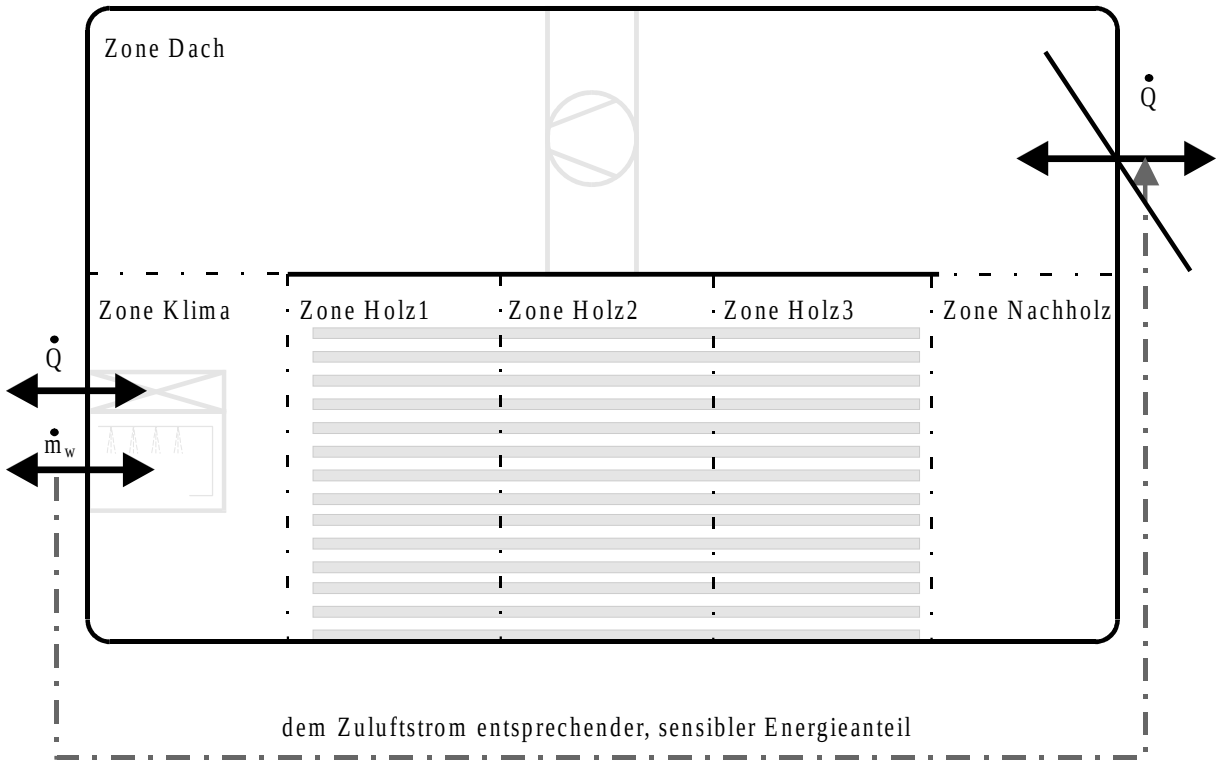


Bild 31: Anlagenschema der aktuellen Programmversion 1.1.

Dem weiterentwickelten Programmaufbau liegt eine optimierte Zonenaufteilung sowie ein modifiziertes Modell der Energiebilanzierung zugrunde **(Bild 31 und Bild 32)**. Durch diese Umgestaltungen können die Schwierigkeiten der vorangegangenen Programmversion bei der Feuchte- und Temperaturregelung vermieden werden. Die wesentliche Neuerung liegt in der optimierten Betrachtungsweise der Auswirkungen des Luftaustauschs durch die Lüftungsklappe und der Wärmezufuhr am Wärmetauscher.

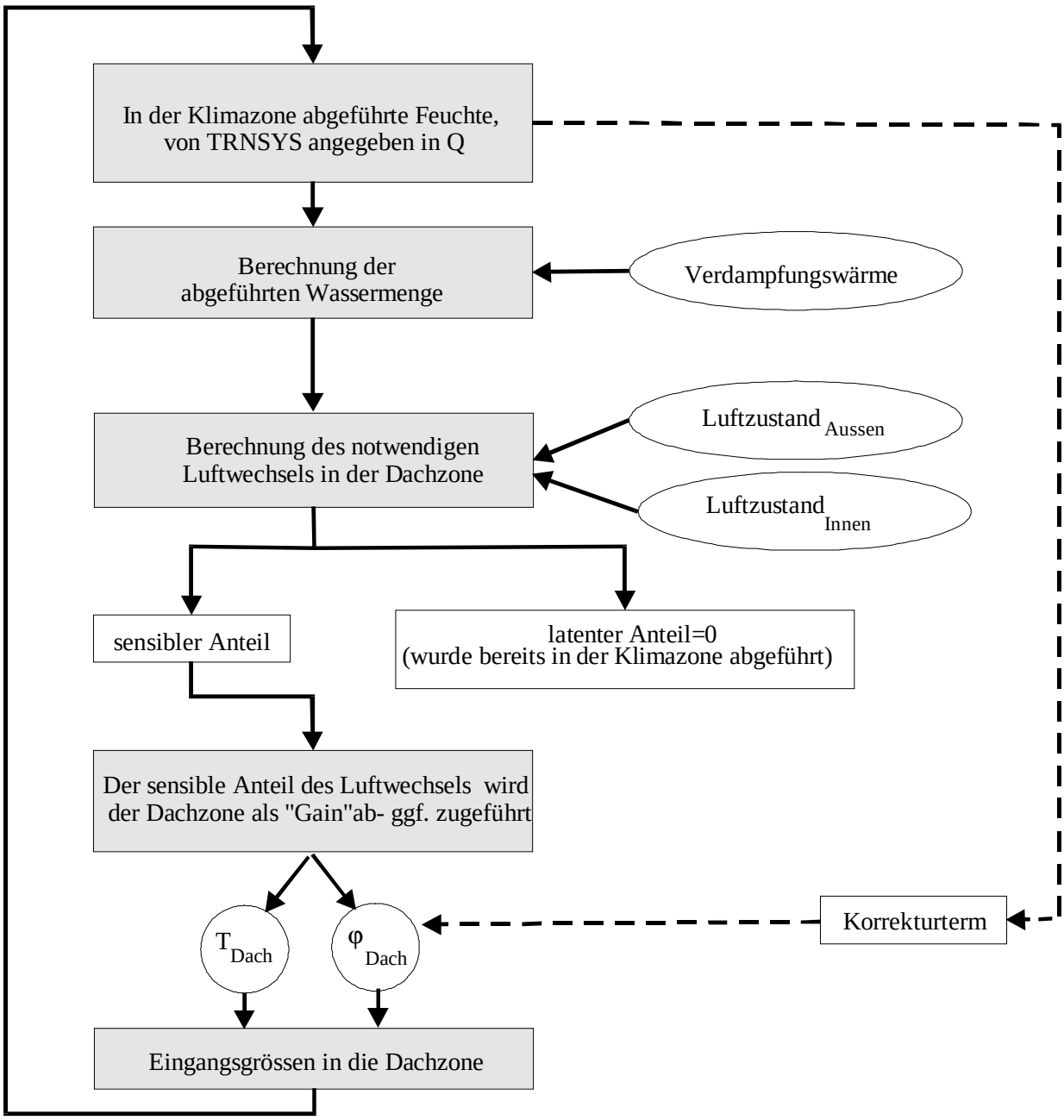


Bild 32: Programmschema der aktuellen Programmversion 1.1.

Das TYPE56 bietet die Möglichkeit, den einzuhaltenden Luftzustand in einer Zone zu jedem Zeitpunkt vorzugeben. Dies geschieht durch entsprechend definierte Heizungs- bzw. Kühlelemente in der betrachteten Zone. Die Energiemengen die notwendig sind um den geforderten Soll-Luftzustand herzustellen werden über TRNSYS-interne Routinen berechnet und ausgegeben.

Das neue Konzept geht davon aus, daß zu jedem Simulationszeitschritt der optimale Soll-Luftzustand in der „Klimazone“ vorliegt. Die Regelung der Anlage wird also als optimal vorausgesetzt und nicht durch separate Regelobjekte nachempfunden. Gemäß der vorliegenden, umfangreichen Meßergebnisse ist diese Annahme statthaft.

Die von der Dachzone in die Klimazone eintretende Luft hat einen vom Sollwert abweichenden Luftzustand und macht so eine entsprechende Zu- bzw. Abfuhr von Feuchte- bzw. Wärme notwendig, um den geforderten Luftzustand zu erreichen. Die abzuführende Feuchtemenge wird vom TYPE56 in Form eines latenten Energiestroms ausgegeben. Dieser abgeführte latente Energiestrom wird über die Verdampfungswärme r in den entsprechenden Wassermassenstrom umgerechnet. In einem weiteren Schritt wird dieser Wassermassenstrom in einen entsprechenden Luftaustausch umgerechnet, der notwendig gewesen wäre um die gewünschte Feuchte in der Klimazone zu erreichen. Dieser Luftaustausch ist abhängig von den Differenzen im Luftzustand zwischen der Außenluft und der Luft in der Dachzone wo der Luftaustausch durch die Lüftungsklappe stattfindet.

Der sensible Wärmeanteil des so berechneten Luftaustauschs wird der Dachzone als „Ersatz“ für den Luftstrom durch die Lüftungsklappe zu- bzw. abgeführt. So kann die mittlere Lufttemperatur im Dachbereich bestimmt werden. (siehe hierzu Kapitel 2.8.6.3.3)

Auf diese Art und Weise wird die separate Regelung von Temperatur und Feuchte überflüssig. Der Energieeintrag der Lüftungsklappe wird in einen sensiblen und einen latenten Anteil zerlegt und dem System an verschiedenen Orten zugeführt. Dies führt im TYPE56 zu einer zu hohen relativen Luftfeuchte in der Dachzone, da die Feuchte nicht durch die Lüftungsklappe, sondern durch den Wärmetauscher abgeführt wird. Da die abgeführte Feuchtemenge jedoch bekannt ist, wird dieser Fehler im entsprechenden Ausgang des TYPE56 nachträglich im

TRNSYS Steuerfile korrigiert. Aus dem gleichen Grund wird die Lufttemperatur in der Dachzone geringfügig niedriger berechnet, da die spezifische Wärmekapazität von feuchter Luft mit steigendem Feuchtegehalt zunimmt. Dieser Fehler ist jedoch im Rahmen der hier erforderlichen Genauigkeit vernachläßigbar gering.

2.8.6.2. Aufbau des Type56

2.8.6.2.1. Zonenaufteilung

Die Berechnungen des TYPE56 basieren auf einer Unterteilung des zu betrachtenden Gebäudes in Zonen für die gemittelte Zustandsgrößen angenommen werden können. Für jede dieser Zonen wird im TYPE56 ein Raumluftknoten mit der entsprechenden Wärmekapazität angenommen, an dem die Berechnung der Energiebilanzen durchgeführt wird.
Das Modell der Holztrocknungsanlage ist in folgende Zonen unterteilt:

- Die „Dachzone“

Hiermit wird der Bereich oberhalb des Absorberblechs umschrieben. Die Dachzone ist nach oben hin von den Dachschrägen (Luftpolsterfolie), nach unten vom Absorberblech und an Vorder- und Rückseite von den Außenwänden (Doppelstegplatten) begrenzt. Bei den Dachflächen sowie der Vor- und Rückseite handelt es sich um Außenwände, an denen ein entsprechender Wärmeaustausch mit der Umgebung stattfindet. An der Absorberfläche findet eine Wärmeleitung in die unten liegenden Holzzonen statt.

Die Zu- und Abfuhr der umgewälzten Luft geschieht durch sog. „couplings“, die einen Luftzu- oder abstrom in benachbarte Zonen umschreiben. In diesem Fall strömt Luft aus der „Nachholz-Zone“ zu und ein entsprechender Luftstrom fließt in die Klimazone ab. Die „Couplings“ müssen für TRNSYS einer Wand zugeordnet werden, so daß für jedes „coupling“ eine theoretische, an die entsprechende Nachbarzone angrenzende Wand mit hohem Wärmeleitwiderstand eingefügt wurde, durch die der gedachte Luftstrom fließt. Die Vereinbarungen für den TYPE56 erfordern lediglich die Definition von zuströmenden Luftströmen für eine Zone. Ein abströmender Luftstrom wird durch die Definition in der entsprechenden angrenzenden

Zone definiert, in der er als Zustrom zu verzeichnen ist. Die Definition der Wand gibt an, zwischen welchen Zonen der Luftstrom fließt.

Ein direkter Wärmeeintrag findet in dieser Zone zum einen durch den sensiblen Anteil der zuströmenden Außenluft statt, zum anderen wird tagsüber solare Einstrahlung auf die Dachoberfläche berücksichtigt. Die Außenwände werden in diesem Modell aus Gründen der Übersichtlichkeit noch nicht als transparent betrachtet, so daß der evtl. höhere Absorptionskoeffizient des Absorbers noch nicht berücksichtigt werden kann. Dies kann jedoch in einer der nachfolgenden Programmversionen relativ einfach implementiert werden.

- Die „Klimazone“:

Von der Dachzone fließt die Luft in die Klimazone. Die Klimazone wird zum größten Teil von der Rückseite des Trockners, von Teilen der Seitenwände sowie von einem Teil des Trocknerbodens umschlossen. Die an die Nachbarzonen angrenzenden Umschliessungsflächen sind als theoretische „Luftwände“ definiert, die den „coupling-Luftstrom“ gewährleisten. In der Klimazone wird die Luft auf den vom Trocknungsregime vorgeschriebenen Luftzustand gebracht. Die Energie und Feuchtemengen, die hier umgesetzt werden sind maßgebend für den Endenergieverbrauch.

- Die drei „Holzzonen“

Die „Holzzonen“ unterteilen den Holzstapel in drei Bereiche. Diese Unterteilung erschien sinnvoll, da so die in drei verschiedenen Querschnitten im Holzstapel angebrachten Meßpunkte am besten abgebildet werden können und die Validierung der Rechenergebnisse erleichtert wird.

Jede Holzzone wird nach oben hin von einem Drittel der Absorberfläche, nach unten vom Trocknerboden und zu den Seiten von entsprechenden Anteilen der Seitenwände begrenzt. Zu den benachbarten Zonen werden wie im vorangegangenen Fall wieder theoretische „Luftwände“ angenommen, die die Definition der Luftumwälzung ermöglichen. Jeder Holzzone wird ein Teil des Holzstapels zugeordnet. Das Holz wird als interne Wand abgebildet, der verdampfte Wasseranteil durch einen entsprechenden Feuchteeintrag.

- Die „Nachholz-Zone“

Die zirkulierende Luftströmung tritt in die „Nachholz-Zone“ ein, nachdem die drei Holzzonen durchströmt wurden. Diese Zone ist wie die Klimazone von drei Außenwänden, zwei „Luftwänden“ zum Luftaustausch und vom Trocknerboden eingegrenzt. Durch diese Zone wird eine Betrachtung der aus dem Holzstapel austretenden Luft ermöglicht.

2.8.6.2.2. „Layer“ , „Walls“, „Orientations“

Jede Zone wird von Wänden (engl.: walls) eingegrenzt. Um die Wärmeströme durch die Wände einer Zone berechnen zu können müssen Parameter wie Dicke, Wärmeleit- und Wärmeübergangswiderstand, sowie die spezifische Wärmekapazität des Wandmaterials bekannt sein. Die vollständige Definition einer Wand für den TYPE56 erfolgt in drei Schritten:

1. Festlegung der „Layer“:

Um mehrschichtige Wände erfassen zu können sind die Wände in TRNSYS schichtenweise definiert. Dies trägt dem in der Praxis häufig auftretenden Fall einer mehrschichtigen Wand Rechnung (z.B.: Backsteine, Isolierschicht, Außenputz usw.). Die benötigten Stoffeigenschaften sowie die Dicke fließen in die Definition der Schichten (engl. Layer) ein. Die so vordefinierten „Layer“ werden in einem weiteren Definitionsschritt zu entsprechenden „Walls“ zusammengefaßt.

2. Festlegung der „Walls“

Jede Wand kann aus beliebig vielen „Layern“ bestehen. Die Definition der Wand umfaßt die Auflistung der verschiedenen Layer, die Angabe der Wärmeübergangskoeffizienten sowie der Absorptionskoeffizienten der Außen- und Innenseite der Wand.

3. Definition der Zonenwände

Bei der Definition der Gebäudezonen wird auf die vordefinierten „Walls“ zugegriffen. In der Zonendefinition wird den Wänden die Fläche und Orientierung zugeordnet. Unter Orientierung wird die Ausrichtung der Wand in Richtung Norden und gegenüber der Horizontalen verstanden. Diese Angabe ist insbesondere dann notwendig, wenn die Solarstrahlung in die Betrachtung miteinbezogen wird und der Tagesverlauf des Sonnenstands berücksichtigt werden soll. Die Solarstrahlung wird in der vorliegenden Programmversion aus Gründen der Übersichtlichkeit und Nachvollziehbarkeit der Ergebnisse noch nicht berücksichtigt. Dies kann aber für die endgültige Simulation ohne großen Aufwand implementiert werden.

Tabelle 10: In der vorliegenden Programmversion definierte „Layer“ und „Walls“:

„Layer“	Name	Beschreibung	
	Plastik	Außenwände	
	Luft	Durchströmte Wände zwischen Zonen	
	Alu	Absorber	
	Holz	Eukalyptusholz	
„Walls“	Name	Beschreibung	Verwendete Layer
	Folie	Außenwände. Es wird in dieser Version noch nicht zwischen Noppenfolie und Doppelstegplatten unterschieden.	Plastik
	Luft	Über diese Wand wird der Luftstrom zwischen benachbarten Zonen definiert (sog. Coupling, siehe Kapitel 2.8.6.2.4). Der Wärmeleitwiderstand wird als unendlich angenommen, da hier nur Wärme durch den konvektiven Luftstrom und nicht zusätzlich durch Wärmeleitung übertragen werden darf.	Luft
	Absorber	Trennt die Holzzonen von der Dachzone ab.	Alu
	Bretter	Die Bretter werden als interne Wände betrachtet (weder Außen- noch Zwischenwand).	Holz

2.8.6.2.3. Wärme- und Feuchtelasten, „Gains“

Wärme- bzw. Feuchtequellen werden den Zonen als sog. “gains“ zugeordnet. Einem „gain“ können konvektive und radiative Anteile zugeordnet werden. Ebenso kann ein latenter Wärmestrom in Form eines Dampfzustroms definiert werden.

Tabelle 11: Im TYPE 56 verwendete Gains.

„Gains“	Bemerkung
HOFEUABG	Beschreibt die Feuchteabgabe des Holzes als reinen Dampfzustrom [kg/h] in die drei Holzzonen. Die Größe des Zustroms wird durch den Input „Hofeuabg“ festgelegt. Die benötigte Verdampfungswärme wird für die Energiebilanz gesondert betrachtet!!
SENSLUFT	Bildet den Wärmestrom durch die Lüftungsklappe ab. Die Größe dieses „Gains“ wird anhand der Klimavorgaben und des Unterschieds zwischen Innen- und Außenluft berechnet (siehe Kapitel 2.8.6.1)
PROPELLER	Wird für die gesamte Simulation als konstanter konvektiver Wärmeeintrag durch die Leistung der Lüftermotoren angenommen. Die Größe dieses „Gains“ wird zu Beginn der Simulation festgelegt und automatisch prozentual zum freien Luftvolumen jeder Zone auf die einzelnen Zonen verteilt.

2.8.6.2.4. Gewährleisten des Sollklimas durch „Heating“ und „Cooling“

Die geforderten Luftzustände werden in der Klimazone unter Zuhilfenahme je eines „Heating“ und „Cooling“ Objekts eingehalten. Das „Heating“-Objekt verfügt über eine unbeschränkte Heizleistung und die Möglichkeit die Luft auf einen vorgegebenen Wert zu befeuchten. Im Gegensatz dazu kühlt das „Cooling“-Objekt optimal und kann entsprechend dem gewünschten Feuchtewert Feuchte abführen.

Für den hier vorliegenden Anwendungsfall wird das „Heating“-Objekt ausschließlich zu Heizzwecken, das „Cooling“-Objekt ausschließlich zur Entfeuchtung eingesetzt.

Die dafür notwendige Wärmemenge und die abgeführte Feuchtemenge werden vom Type 56 als Ausgang ausgegeben. Diese Werte fließen entsprechend in die Wärme- bzw. Feuchtebilanz ein. Durch diese Anordnung wird zu jedem Zeitpunkt das vorgegebene Trocknungsregime in der Klimazone genau eingehalten. Es wird keine zusätzliche Reglereinheit mehr benötigt.

2.8.6.2.5. Verknüpfung der Zonen durch „Couplings“

Das TYPE 56 ermöglicht die Festlegung von Luftströmungen durch Wände hindurch. Auf diese Art und Weise wird die zirkulierende Luftströmung in der Holztrocknungsanlage abgebildet. Die bereits angesprochenen „Luftwände“ werden mit unendlich hohem Wärmeleitwiderstand definiert. Dies trägt der Tatsache Rechnung, das es sich hier um eine rein „fiktive“ Wand handelt, deren Aufgabe darin besteht einen Luftstrom von einer Zone in die benachbarte Zone zu ermöglichen. Die „Luftwand“ steht für den Querschnitt durch den Luft in die benachbarten Zonen fließt. Die Größe des Luftstroms wird durch den Eingang „Flow“ festgelegt.

2.8.6.2.6. Definition der Zonen

Zur Definition der thermischen Zonen werden die Wände, welche die betrachtete Zone umschließen festgelegt. Hier fließen die Informationen über Fläche und Orientierung ein. Es erfolgen Angaben ob es sich um eine externe Wand oder um eine Zwischenwand zu einer benachbarten Zone handelt. Luft und/oder Feuchteströme durch die Wand werden ebenfalls hier angegeben.

Anschließend werden Angaben über das gewünschte Regime jeder Zone gemacht. Hierzu werden die notwendigen „Gains“, Heiz- oder Kühlobjekte aufgelistet. Des weiteren erfolgt die

Angabe der absoluten Wärmekapazität der Zone und das freie Luftvolumen. Durch die zusätzliche Angabe der Kapazität kann zusätzliche „thermische“ Masse in einer Zone, die nicht als Wand definiert ist in die Bilanzierung mit einbezogen werden.

Abschließend werden die für die Simulationsrechnung notwendigen Startwerte für Feuchte und Temperatur sowie der Code für das verwendete Feuchterechnungsmodell eingegeben.

2.8.6.2.7. Ein- und Ausgaben, „Inputs“ und „Outputs“

Der notwendige Datenübergabe von der *.DCK-Datei an das TYPE56 geschieht über entsprechende Datenein- bzw. Datenausgänge. Hier muß zwischen benutzerdefinierten Eingängen und vom System benötigten Eingängen unterschieden werden. Durch die benutzerdefinierten Eingänge können Vorgabewerte für Systemparameter an das TYPE 56 übergeben werden. So ist es möglich die entsprechenden Werte vor jedem Simulationsdurchlauf lediglich in der *.dck Datei zu ändern ohne den TYPE 56 mit den neuen Werten aktualisieren zu müssen. Ebenso können veränderliche Größen (T_{Soll}, φ_{Soll}) während der Simulation übergeben werden. Die Eingänge die vom System für die Bearbeitung des TYPE 56 gefordert werden, sind nach dem Erstellen des TYPE 56 in der *.bld Datei aufgelistet und müssen in der entsprechenden Reihenfolge in die *.dck Datei übernommen werden.

Die gewünschten Ausgabewerte können zonenweise aus einer Liste von 47 möglichen Ausgaben ausgewählt werden. Diese Auswahl ermöglicht es die Anzahl der Ausgänge auf die für die Simulation notwendigen Ausgänge zu beschränken und somit das auftretende Datenvolumen zu begrenzen.

2.8.6.3. Aufbau des TRNSYS Steuerfiles

Im TRNSYS Steuerfile, der *.dck-Datei wird der eigentliche Simulationsablauf der TRNSYS-Simulation gesteuert.

Zu Beginn dieser Datei werden durch TRNSYS-spezifische Befehle die erforderlichen Simulationsparameter angegeben. Als zweiter Schritt werden die benötigten Variablen und Berechnungsgleichungen definiert. Anschließend werden die verwendeten TYPES definiert und der Datenfluß, festgelegt.

Jedem Type wird eine „Unit-number“ zugeordnet, anhand derer der Datenfluß, bzw. die Definition der Ein- bzw. Ausgänge jedes Types festgelegt wird.

Zusätzlich hierzu benötigt jedes Type zur eindeutigen Konfiguration eine bestimmte Anzahl von Parametern und Eingabedaten, die in vorgeschriebener Reihenfolge angegeben werden müssen. Die notwendige Reihenfolge ist dem TRNSYS-Benutzerhandbuch zu entnehmen. Verknüpfungen zwischen Datenaus- und Dateneingängen geschehen durch die Angabe des entsprechenden Ausgangs an der vorgeschriebenen Position des gewünschten Dateneingangs. Zur Zuordnung des Ausgangs wird in eckigen Klammern die Unit-number des ausgebenden Types sowie die Stelle des benötigten Ausgangs, durch Komma getrennt angegeben. (Beispiel: [10,5] = Unit 10 Ausgang 5)

2.8.6.3.1. Verknüpfte Dateien

Am Anfang der *.dck Datei werden sämtliche im Simulationsverlauf benötigten Dateien verknüpft. Der „assign“ Befehl verknüpft den Pfad und den Dateinamen mit einer Nummer, auf die im späteren Verlauf für Schreib- und Lesezugriffe verwiesen wird.

Tabelle 12: Folgende Dateien finden in der aktuellen Programmversion Verwendung.

Name	Bedeutung
secador.lst	Enthält Fehlermeldungen und evtl. Warnungen, die während der Simulationsrechnung auftreten
secador.bld	Enthält die Geometriedaten für TYPE56. Diese Datei wird von BID.exe erstellt.
secador.trn	Enthält die Parameter für die Transferfunktionen der Wände. Diese Datei wird von BID.exe erstellt.
steuerwert.dat	Diese Datei wird für die Berechnung des Luftaustauschs durch die Lüftungsklappe benötigt. Die „Einsen“ verhindern ein Zu-Null-Werden des Nenners in der Berechnungsgleichung des Luftstroms.
regime.dat	Enthält die Vorgaben des Trocknungsregimes
w4-lib.dat	Enthält Daten, die zum Einbinden von Fenstern benötigt werden.
wetter.dat	Enthält Wetterdaten
max.out	Enthält Ergebniswerte zu Temperaturen und Luftfeuchten
integ.out	Enthält die Integrationsergebnisse der Energiebilanz

2.8.6.3.2. Simulationsparameter

Der Befehl „simulation“ rahmt in Verbindung mit dem Befehl „end“ die Angaben in der *.dck-Datei ein. Diese beiden Befehle sind für jede Simulation zwingend vorgeschrieben. Der „simulation“-Befehl wird gefolgt von drei Parametern, der Startzeit, der Stopzeit sowie der Zeitschrittweite. Die Angabe der Zeitpunkte erfolgt in Stunden im Jahr, die Schrittweite wird in Stunden angegeben.

2.8.6.3.3. Variablen und Berechnungsgleichungen

Mit dem Befehl „equations“ können Variablen oder Verknüpfungen von Variablen definiert werden. Auf diesem Wege können ausgesuchte Simulationsvariablen einem speziellen Variablennamen zugeordnet werden, wodurch die Übersichtlichkeit in der *.dck Datei verbessert wird. Der „equations“-Befehl ermöglicht auch das Aufstellen von Berechnungsgleichungen zum Umrechnen von Simulationsergebnissen.

Tabelle 13: Liste der definierten Variablen.

Variable	Bemerkung	Wert
cpluft	Wärmekapazität der Luft [kJ/kgK]	1
rohluft	Luftdichte [kg/m^3]	1
Vdach	Volumen der Dachzone [m^3]	200
xa	Abs. Außenfeuchte [kg/kg]	[10,7], bzw. aus Wetter-Datei
xi	Abs. Feuchte in Klima-Zone [kg/kg]	[40,14], Unit 40 Ausgang 14 (TYPE 56)
Fiamb	rel. Außenfeuchte [%]	[10,6], bzw. aus Wetter-Datei
Fisoll	Rel. Sollfeuchte in der „Klima-Zone“ [%]	[11,6], bzw. aus Regime-Datei
FLOW	Luftströmung im Trockner [kg/h]	13300, bzw. je nach Annahme
HOFEUABG	Feuchteabgabe des Holzes [kg/h]	[11,5], bzw. aus Regime-Datei
Tamb	Außentemperatur [°C]	[10,6], bzw. aus Wetter-Datei
Ti	Innentemperatur [°C]	[40,20], Unit 40 Ausgang 20 (TYPE56)
DeltaT	Angestrebte Temperaturdifferenz, Ti-Tamb [K]	[11,4], bzw. aus Regime-Datei

Der theoretische Ansatz des hier betrachteten Modells macht es notwendig die Berechnung einiger Größen durch die Definition entsprechender Berechnungsgleichnungen durchzuführen, welche hier jedoch nicht näher aufgeführt werden sollen.

2.8.6.3.4. Eingabedateien

Die Units 9 bis 11 lesen die zur Simulation benötigten Eingabedateien ein. Bei diesen Units handelt es sich um den TYPE9, den „Card Reader“. Dieser TYPE dient dazu Daten aus externen Dateien in den gewünschten Zeitschritten einzulesen, in entsprechende Einheiten umzurechnen und anderen TRNSYS Komponenten zur Verfügung zu stellen.

Tabelle 14: Liste der zur Definition des TYPE9 benötigten Parameter.

Parameter Nr.	Wert	Bedeutung
1	2	Schlüsselwert – es wird eine Benutzerdefinierte Datei eingelesen
2	#	Anzahl der Datenspalten, die eingelesen wird
3	#	Das Zeitintervall in dem die Daten angegeben sind
4,7,10,…	1>i>18	DIE WERTE WERDEN UMGERECHNET
5,8,11,…	#	Multiplikationsfaktor
6,9,12,…	#	Additionsfaktor
letzter-1	#	Die der Datei zugeordnete Nummer („assign“-Befehl)
Letzter	0	Schlüsselwert für unformatiertes Einlesen

2.8.6.3.4.1. Unit 9

Unit 9 liest die „Steuerwert“-Datei ein. In dieser Datei befindet sich eine Spalte mit der Ziffer Eins. Der Steuerwert wird bei der Berechnung der Variablen „NENNERNIENULL“ benötigt.

2.8.6.3.4.2. Unit 10

Dieses Objekt liest Wetterdaten aus der „Wetterdaten“-Datei ein. Diese Daten stehen in Stundenintervallen zur Verfügung und werden für kürzere Simulationszeitschritte entsprechend interpoliert.

Tabelle 15: Liste der Einträge in der „Wetterdaten“-Datei.

Spalte1:	Zeilennummer	#	
Spalte2:	Tag	#	
Spalte3:	Monat	#	
Spalte4:	Solare Gesamtstrahlung	kJ/h	noch nicht ins Simulationsprogramm implementiert
Spalte5:	Lufttemperatur	ºC	
Spalte6:	Relative Luftfeuchte	%	
Spalte7:	Wassergehalt der Luft	kg/kg	
Spalte8:	Windgeschwindigkeit	m/sec	noch nicht ins Simulationsprogramm implementiert
Spalte9:	Windrichtung	°/10	noch nicht ins Simulationsprogramm implementiert

2.8.6.3.4.3. Unit 11

Aufgabe der Unit 11 ist das Einlesen der Regime-Datei in der die Informationen über das angestrebte Trocknungsregime enthalten sind.

Tabelle 16: Liste der Einträge in der Regime-Datei.

Spalte1:	Zeilennummer	#
Spalte2:	Tag	#
Spalte3:	Stunde am Tag	#
Spalte4:	Verlauf von Tsoll	ºC
Spalte5:	Verlauf von Holzfeuchteabgabe	kg/h
Spalte7:	Verlauf der relativen Luftfeuchte	Kg/kg

2.8.6.3.5. BID, Type 56

Das TYPE 56 versteckt sich in dieser *.dck Datei hinter der Unit 40. Die Konfiguration macht die Angabe von 5 Parametern sowie der in der Datei secador.inf geforderten Eingänge notwendig, die in **Tabelle 17** angegeben sind.

Tabelle 17: Parameter in Unit 40.

Parameter 1	Nummer der Datei secador.bld mit der Gebäudebeschreibung
Parameter 2	Nummer der Datei secador.trn mit den Transferfunktionen
Parameter 3	Nummer der Datei W4-LIB.DAT mit der Fensterbibliothek
Parameter 4	1 für Berechnung des internen Strahlungsaustausch zu jedem Zeitschritt
Parameter 5	Faktor zur Berechnung der empfundenen Lufttemperatur.

Die benötigten Dateneingänge werden beim Erstellen des TYPE 56 in der Datei *.lst angegeben und werden in lauten in **Tabelle 18** angegeben.

Tabelle 18: Benötigte Dateneingänge beim Erstellen des TYPE 56 in der Datei *.lst.

Nr.	Quelle	Startwert	Beschreibung	
1	[10,5]		Lufttemperatur, außen	[ºC]
2	[10,5]		Relative Luftfeuchte, außen	[%]
3-9	[0,0]	0	Diffuse Strahlungsleistung für alle Orientierungen in der folgenden Reihenfolge: NORTH, SOUTH, EAST, WEST, HORIZONTAL, NEIOST, NEIWEST	[kJ/m^2]
10-16	[0,0]	0	Direkte Strahlungsleistung für alle Orientierungen	[kJ/m^2]
17-24	[0,0]	0	Einstrahlwinkel für alle Orientierungen	[º]
25	FLOW	FLOW	Eingang für die Variable FLOW	[kg/h]
26	TSOLL	TSOLL	Eingang für die Variable TSOLL	[ºC]
27	FISOLL	FISOLL	Eingang für die Variable FISOLL	[%]
28	HOFEUABG	HOFEUABG	Eingang für die Variable HOFEUABG	[kg/h]
29	VENTILATION	VENTILATION	Eingang für die Variable VENTI	[kg/h]

2.8.6.3.6. Integration

Die Integration der vom TYPE 56 berechneten Energiewerte wird in Unit 50 durchgeführt. Dieses Objekt vom TYPE 24 summiert die eingegebenen Werte über den Verlauf der Simulation auf und gibt die aufsummierten Werte aus. Zur Konfiguration des TYPE 24 sind keine Parameterangaben notwendig. Die Auflistung der gewünschten Dateneingänge reicht zur Definition aus.

Tabelle 19: Liste der gewünschten Dateneingänge zur Konfiguration des TYPE 24.

1.	Sensibler Wärmebedarf in Zone KLIMA	[kJ/h]
2.	Latenter Wärmebedarf in Zone KLIMA	[kJ/h]
3.	Wärmebedarf in Zone KLIMA	[kJ/h]
4.	Wärmebedarf zum Verdampfen des Wassers	[kJ/h]
5.	Gesamtenergiebedarf der Anlage	[kJ/h]

2.8.6.3.7. Bildschirmausgabe

Unit 60, TYPE 65 ist ein hilfreiches Objekt zur direkten Bildschirmausgabe von Berechnungsdaten bei laufender Simulationsrechnung. Die Berechnungsdaten werden bei laufender Simulationsrechnung in Form eines Diagrams online auf dem Bildschirm dargestellt. Die Darstellung kann individuell durch die entsprechende Konfiguration der Parameter des TYPE 65 angepaßt werden.

Tabelle 20: Liste der Parameter im TYPE 65.

Parameter	Beschreibung
1,2	Anzahl der darzustellenden Variablen auf der linken bzw. rechten Y-Achse
3,5	Unterer Wert der linken bzw. rechten Y-Achse
4,6	Oberer Wert der linken bzw. rechten Y-Achse
7,8	Größe des Zeitschrittintervalls zum Aktualisieren der Darstellung bzw. der numerischen Werte
9	Gewünschte Zeiteinheiten (1-sek; 2-min; 3-std)
10	Anzahl der Darstellungen pro Simulation
11	Schrittweite der Hilfslinien

12	1-Nach jeder vollständigen Bildschirmdarstellung unterbrechen 0- automatisch fortfahren
13	1- Symbole; 2- farbige Linien
14	An/Ausschalter für Bildschirmdarstellung

2.8.6.3.8. Ausgabedateien

Die Units 71 und 72 sind beide vom TYPE 25. Sie dienen dazu errechnete Simulationsdaten in externe Dateien abzuspeichern. Die Konfiguration macht die Angabe von 5 Parametern notwendig.

Tabelle 21: Liste der Parameter zur Konfiguration der Units 71 und 72.

Parameter	
1	Angabe des Zeitintervalls in dem Daten abgespeichert werden sollen
2	Startzeitpunkt der Aufzeichnung
3	Endzeitpunkt der Aufzeichnung
4	Angabe der entsprechenden Dateinummer in die geschrieben werden soll.
5	1- Vorgegebene Einheiten 2- TRNSYS gibt Einheiten vor

Nach der Angabe der Parameter erfolgt die Auflistung sämtlicher Eingänge, die gespeichert werden sollen. In entsprechender Reihenfolge müssen im Anschluß die gewünschten Spaltenüberschriften, sowie die einzutragenden Einheiten aufgelistet werden.

Im hier vorliegenden Fall speichert Unit 71 die interessierenden Temperatur- bzw. Feuchtewerte ab. Unit 72 speichert die Integrierten Werte für die Angabe des Energieverbrauchs.

2.8.7. Ergebnisse der ersten Testsimulationen

Die folgenden Darstellungen die wesentlichen Ergebnisse einer durchgeführten Simulationsrechnung im direkten Vergleich mit den aufgenommenen Meßwerten.

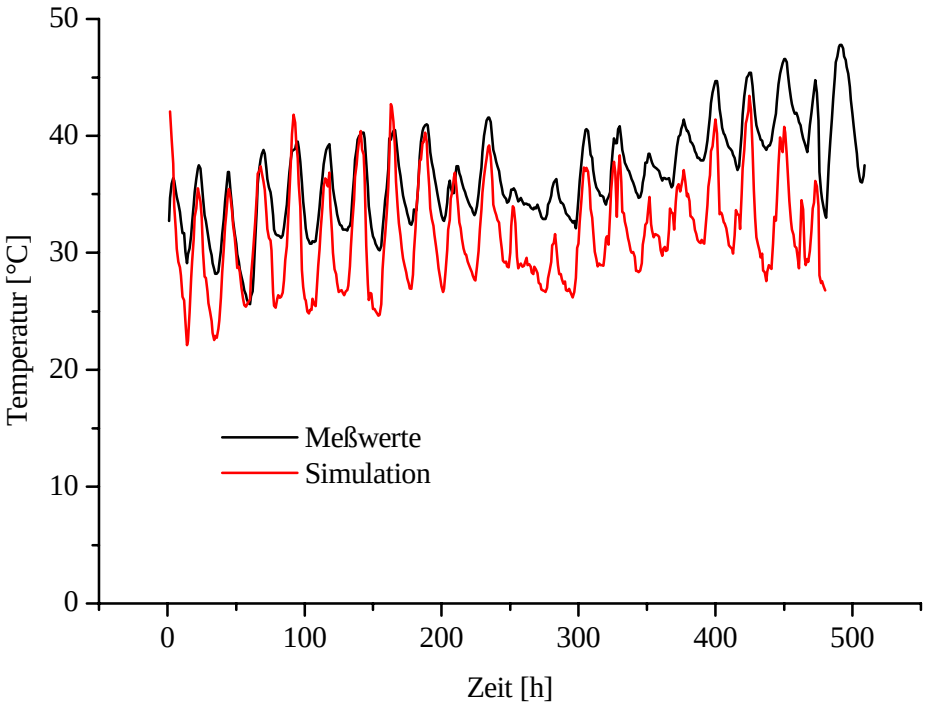


Bild 33: Vergleich des berechneten und gemessenen Temperaturverlaufs.

Wie in **Bild 33** zu sehen, entsprechen die Verläufe der Temperaturen weitgehend den Meßwerten der Anlage. Hier sind zwar noch geringe Abweichungen von maximal 5 °K Temperaturdifferenz zu verzeichnen, welche aber aber in der, hier noch nicht verwendeten, neuen Version ausgeglichen werden.

Die Annahme einer konstanten Verdunstungsrate verhindert eine ähnlich genaue Berechnung der weiteren relevanten Größen.

Der Verlauf der Lufttemperatur an der Rückseite des Holzstapels zeigt geringfügig größere Abweichungen von den realen Werten als der Verlauf der Temperatur an der Vorderseite. Die berechneten Temperaturwerte unterliegen größeren Schwankungen als die gemessenen. Die

Verdampfungsraten in der Anlage unterliegen Schwankungen in Abhängigkeit von der Außentemperatur und der Luftfeuchte. Dementsprechend wird in der Realität während der Nachtstunden weniger Wasser aus dem Holz verdampft als tagsüber. Die höhere Verdampfungsrate am Tage führt zu einer Temperaturabsenkung in der Trocknungsluft, die größer ist als die für den gemittelten Wert der für die Modellierung angenommen wurde. Umgekehrt ist die Verdampfungsrate in den Nachtstunden geringer als die im Modell angenommene – die Temperaturabsenkung fällt weniger stark aus. Da die Berechnung von einer konstanten Verdampfungsrate ausgeht, fallen die Temperaturschwankungen extremer aus als in Wirklichkeit.

Wie in **Bild 34** zu sehen, kommt es bei der Berechnung der Feuchte zu einer leichten Verschiebung der Ergebnisse im Vergleich mit den Messergebnissen. Dies läßt sich durch den mit der Holzfeuchte abnehmenden Wert der Wärmekapazität des Holzstapels erklären. Die Änderung der Wärmekapazität wird im Simulationsmodell nicht berücksichtigt. Gebäudeparameter können mit TRNSYS nur als konstante Größen betrachtet werden.

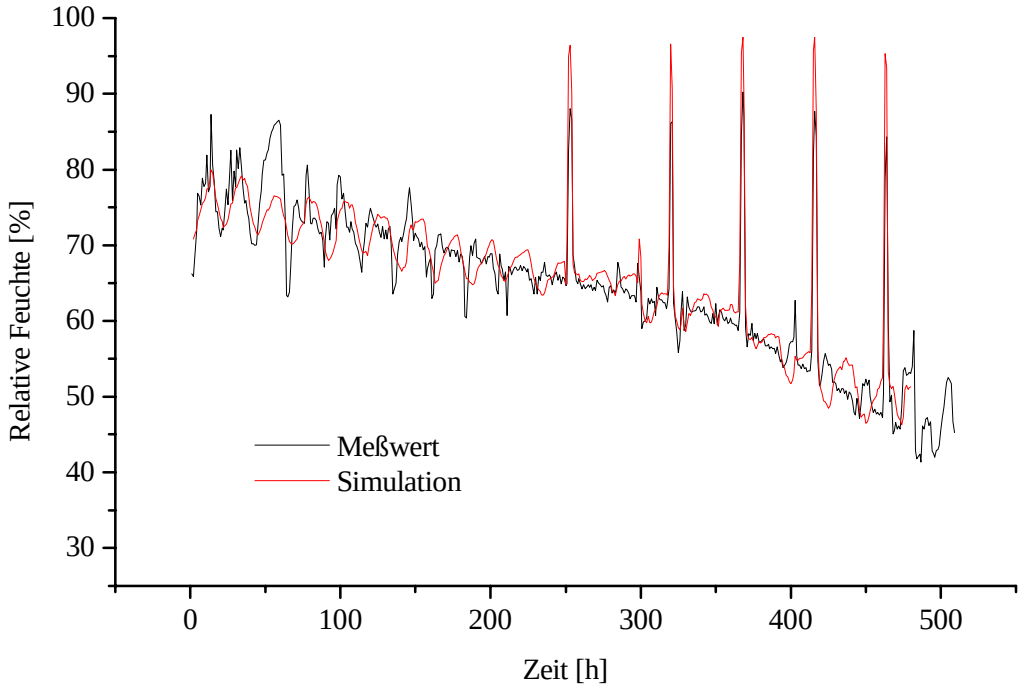


Bild 34: Vergleich des gemessenen und berechneten Feuchteverlaufes.

Bei den Abweichungen handelt es sich jedoch im Wesentlichen um zeitliche Verschiebungen des Werteverlaufes, so daß die Feuchtewerte im Rahmen der hier zu betrachtenden Größen ausreichend genau berechnet werden.

Größere Differenzen ergeben sich bei der Berechnung des Gesamtenergieverbrauchs. Die berechneten Werte liegen um ca. den Faktor 2 höher als die Meßwerte. Die Meßwerten basieren auf der Messung des Wassermassenstroms und der Vor- bzw. Rücklauftemperatur am Wärmetauscher. Sie sind deshalb als sehr zuverlässig einzuschätzen.

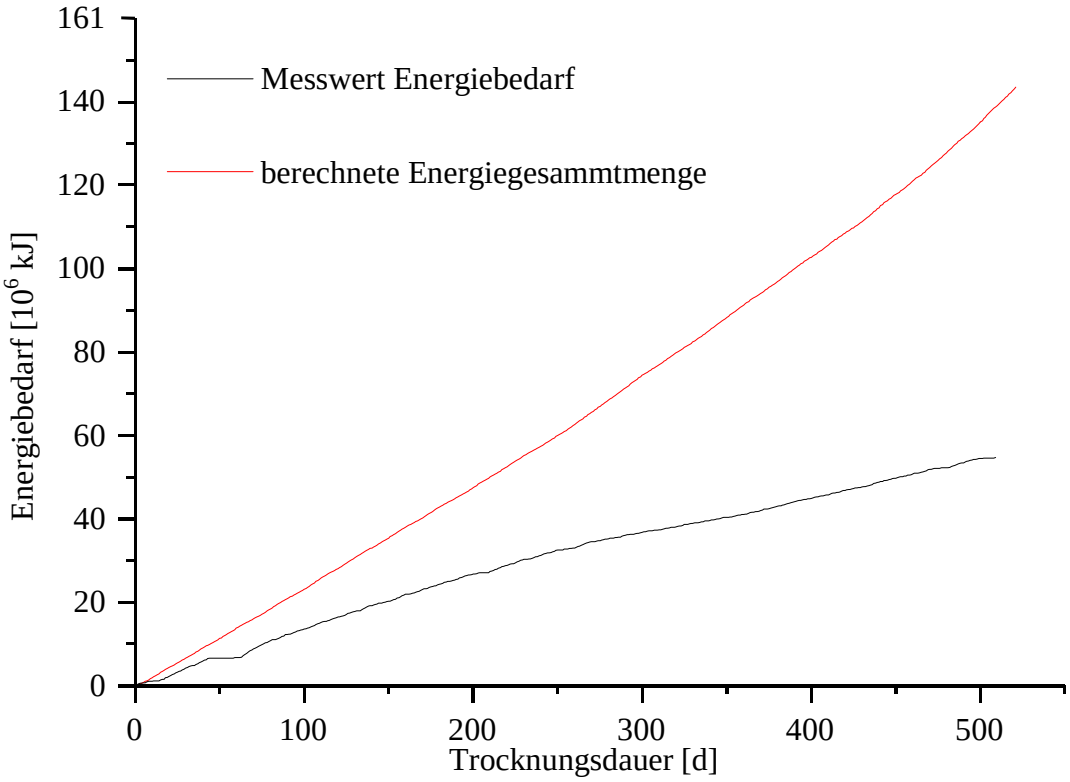


Bild 35: Vergleich des berechneten und gemessenen Gesamtenergieverbrauchs.

Genauere Aussagen über die Genauigkeit der berechneten Werte können wohl erst nach der vollständigen Einbindung der Solarstrahlung in die Simulationsrechnung vorgenommen werden. Eine detailliertere Untersuchung des Einflusses der verschiedenen Randgrößen kann genaueren Aufschluß darüber geben, wo die angenommenen Werte entsprechend angepaßt werden müssen

Die Berechnung der Kondensation an den Innenwänden führt zu den Ergebnissen auf der folgenden Seite. Jede Wand wird für jeden Simulationsschritt auf Taupunktsunterschreitungen untersucht. Tritt Kondensation auf, so wird für die entsprechende Wand zum betrachteten Zeitpunkt eine 1 ausgegeben. In **Bild 36** sind sämtliche Wände einer Zone in einem Graphen zusammengefaßt. Die Werte zeigen, daß es bei der betrachteten Trocknung zu Kondensation an den Innenwänden kommt.

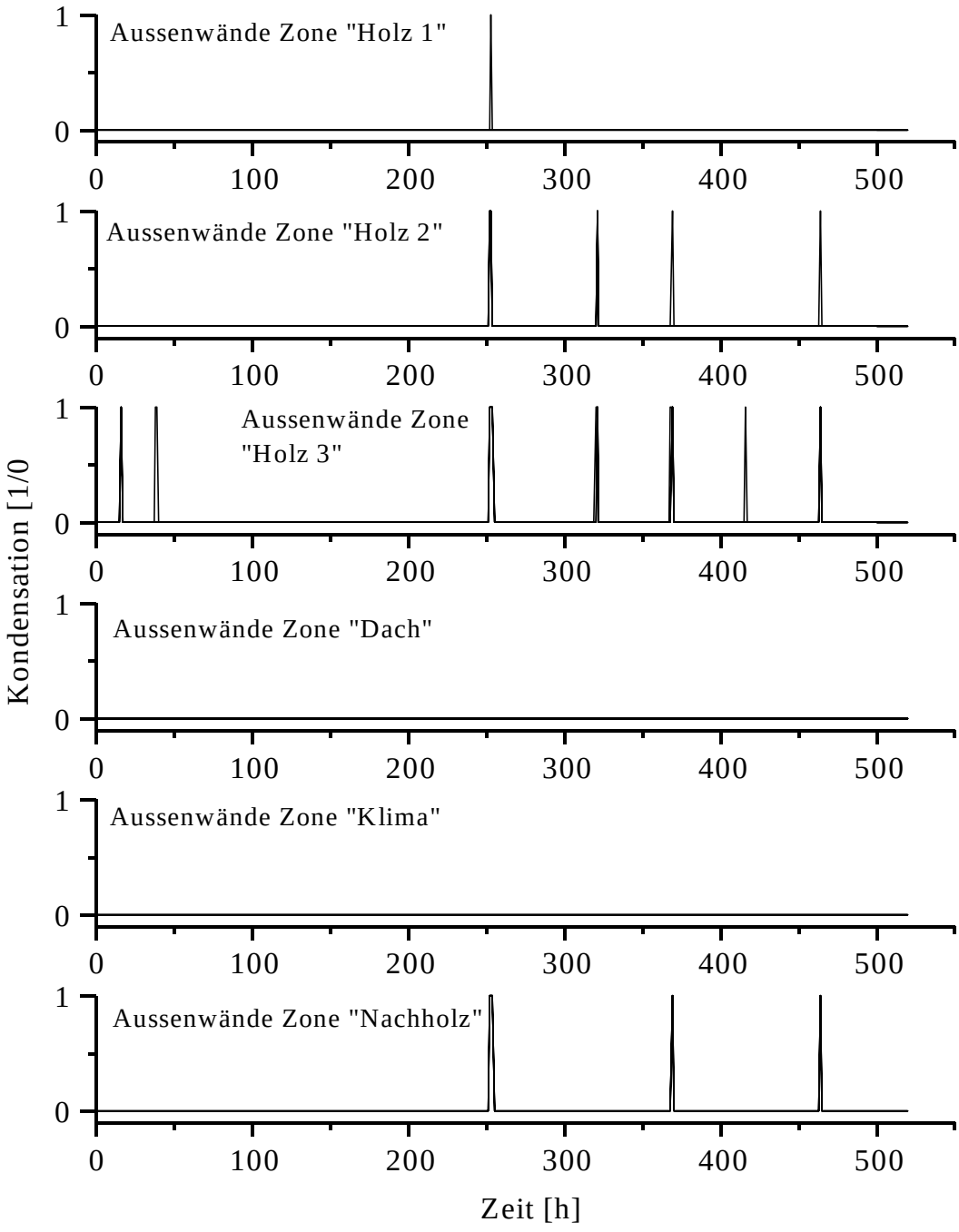


Bild 36: Kondensation an den Innenwänden der Trocknungsanlage.

2.8.8. Probleme, Schwachpunkte und Verbesserungsmöglichkeiten

Die im vorangegangenen Kapitel dargestellten Ergebnisse zeigen, daß eine zufriedenstellende Abbildung des Systems Holztrockner möglich ist. In einigen Punkten wurden jedoch Vereinfachungen getroffen, die im Verlauf der Weiterentwicklung dieses Simulationsprogramms noch Potential zur Verbesserung der Simulationsergebnisse bieten.

So ist der Einfluß der Solarstrahlung in der vorliegenden Programmversion noch nicht berücksichtigt worden. Die Sonneneinstrahlung hat jedoch Aufgrund des Aufbaus des Trockners einen nicht zu vernachlässigenden Einfluß auf das Anlagenverhalten. Die Einbindung der Solarstrahlung in das bestehende Programm sollte jedoch kein Problem darstellen, da TRNSYS grundsätzlich zur Berechnung des Strahlungseinflusses ausgelegt ist.

Die bestehende *.dck Datei muß lediglich um zwei Objekte des TYPE 16 „Solar Radiation Prozessor“ erweitert werden. Dieser TYPE 16 berechnet den täglichen Verlauf der Solarstrahlung bezogen auf die im TYPE 56 definierten Orientierungen der Wände.

Um die Transparenz der Trockneraußenwände zu erfassen, ist es notwendig die Definitionen der Wände in der Gebäudebeschreibung um ausreichend große Fensterflächen zu erweitern. Auf diese Art und Weise kann die transparente Luftpolsterfolie ohne großen Aufwand ins Programm integriert werden.

Im Verlauf der Trocknung nimmt der Feuchtegehalt im Holz ab. Dies bewirkt eine Abnahme der spezifischen Wärmekapazität des Holzes. Dieser Sachverhalt kann im vorliegenden Simulationsprogramm nicht berücksichtigt werden, da von TRNSYS sämtliche Gebäudeparameter als konstant angesehen werden. Aus diesem Grund wurde für die Wärmekapazität des Holzes ein mittlerer Wert von 1kJ/kgK angenommen.

Aufgrund der für ein Gebäude relativ hohen Luftgeschwindigkeiten im Innern des Trockners ergaben sich Schwierigkeiten bei der Abstimmung der optimalen Zeitschrittgrößen zur Berechnung der Wand-Transferfunktionen und der Zeitschrittgröße in der *.dck Datei. Um einen stabilen Berechnungsverlauf während der Simulation zu erhalten, muß das Zeitintervall für die Transferfunktionen <=0.1h angenommen werden. Die Zeitschrittgröße für die TRNSYS

Simulation muß <=0.004 h angenommen werden. Zu große Zeitschritte führen zu Programmabbrüchen.

Die hohen Luftgeschwindigkeiten führen auch dazu, daß das Feature „Ventilation“ beim Aufbau des TYPE 56 nicht genutzt werden kann. Die Funktion der Lüftungsklappe könnte auf diesem Wege einfacher eingebunden werden. Bei der Wahl der im Trockner vorliegenden Luftgeschwindigkeiten stößt jedoch die Berechnung der Luftfeuchten an ihre mathematischen Schranken und führt zu falschen Berechnungswerten.

Die Feuchteabgabe des Holzes wird in dieser Programmversion stündlich vorgegeben. Dies kann dem Vorgang in der Realität nur grob entsprechen, da die Feuchteverdampfung direkt von Faktoren wie der Temperatur, der Luftfeuchte, von den Strömungsverhältnissen und der vorliegenden Anordnung im Trockner abhängt. In Zukunft könnten diese Vorgaben durch eine entsprechende Näherungsgleichung direkt in die *.dck Datei eingebunden werden

2.8.9. Zusammenfassung

Das hier entwickelte Simulationsprogramm spiegelt die Ergebnisse der ersten Entwicklungsschritte zur Erstellung des Simulationsprogramms wieder. Aufgrund der aufgetretenen Schwierigkeiten in der Abbildung der Anlagenregelung und der Einhaltung des vorgeschriebenen Trocknungsregimes stand die Einbindung eines zuverlässigen Regelungsprinzips im Rahmen dieser Arbeit im Vordergrund.

Das Ziel der Arbeit, die Erstellung eines Simulationsprogramms zum Abbilden des thermischen Verhaltens einer Holztrocknungsanlage, wurde in vollem Umfang erreicht. Das System „Holztrockner“ wurde entsprechend den Anforderungen der Simulationssoftware TRNSYS abstrahiert und zur Berechnung in die dafür notwendigen thermischen Zonen unterteilt. Die anfänglichen Schwierigkeiten bei der Abbildung des Regelverhaltens der Anlage konnten durch die Einbindung von Klimaobjekten, die im Rahmen der Software TRNSYS enthalten sind, erfolgreich gelöst werden. Die vorliegende Version des Simulationsprogramms verfügt nun über alle Voraussetzungen um das thermische Verhalten der hier betrachteten Holztrocknungsanlage abzubilden.

Die zur Berechnung benötigten Gebäude- und Wetterdaten, sowie die Angaben über das gewünschte Trocknungsregime, werden durch Eingabedateien und die Angabe der entsprechenden Parameter in der *.dck und *.bui Datei übergeben. Die berechneten Werte werden über Ausgabedateien ausgegeben, denen die Verläufe der berechneten Klimadaten, der Kondensationsbildung und des Energieverbrauchs entnommen werden können.

Durch geeignete Anpassungen der Simulationsparameter, sowie das Einbinden der Solarstrahlung in die Berechnung besteht in Zukunft weiteres Potential die Berechnungsergebnisse, insbesondere die Berechnung des Energieverbrauchs weiter zu verfeinern.

2.9. Ökonomische Beurteilung der solaren Trocknungsanlage

2.9.1. Anschaffungskosten

Die Anschaffungskosten des solargestützten Holztrockners werden nachfolgend mit denen eines konventionellen Zuluft-/Ablufttrockners verglichen **(Tabelle 22)**.

Berechnungsgrundlage für die solare Anlage ist ein Bauvorhaben mit 4 Trocknungskammern inclusive Montage am Versuchsstandort, wobei alle anfallenden Kosten detailliert aufgezeichnet wurden.

Basis für die konventionelle Trocknungsanlage sind aus der Literatur verfügbare, durchschnittliche Investitionskosten in Deutschland [16, 66], sowie eine vom Projektpartner im Vorfeld der Investitionsentscheidung durchgeführte Marktrecherche. Da zwischen Brasilien und Deutschland hinsichtlich Material- und Arbeitskosten z.T. gravierende Unterschiede bestehen, wurden bestimmte länderabhängige Kostenpunkte auf brasilianisches Niveau angeglichen.

Es kann davon ausgegangen werden, daß bestimmte Anlagenteile wie Fundament, Kontrollraum, Wasser- und Stromzuleitung sowie Wege, Transportkosten der Trocknungsanlage vom Hersteller zum Käufer (hier von Deutschland nach Brasilien) und Montagestückkosten unabhängig von der Art des Trockners sind. Deshalb wurden diese Kostengruppen gleichgesetzt.

Hinsichtlich Steuern (Importsteuer, Industriesteuer, usw.) und Gebühren (z.B. Versicherung) wurden die gleichen Prozentsätze auf den Verkaufspreis der Trocknungsanlage aufgeschlagen.

Für beide Trocknungsanlagen wird ferner eine Zusatzheizung benötigt. Als Berechnungsgrundlage dienten Kaufpreise brasilianischer Dampfkessel, wie sie bei größeren Anlagen eingesetzt werden. Davon ausgehend wurden die notwendigen Investitionskosten in Abhängigkeit der jeweilig benötigten Energiemenge berechnet. Es ist dabei aber zu beachten, daß bei der solaren Anlage kein Bedarf an Heißwasser mit mehr als 85 °C besteht, da die Trocknungstemperaturen unter 60 °C liegen. Damit erübrigt sich die Verwendung eines Dampfkessels, wie er normalerweise für konventionelle Trockner erforderlich ist, wenn diese mit höheren

Trocknungstemperaturen arbeiten. Damit verringern sich die Investitionskosten und die aufgrund der gesetzlichen Auflagen für Dampfkesselanlagen erforderlichen, hohen Überwachungs- und Wartungskosten erheblich. Dieser Unterschied zu Gunsten der solaren Trocknungsanlage wurde aber hier nicht berücksichtigt.

Tabelle 22: Anschaffungskosten der solargestützten Trocknungsanlage und einer konventionellen Trocknungsanlage für Schnittholz [66].

Kostengruppe	Solare Trocknungsanlage Fassungsvermögen 220 m³	Konv. Trocknungsanlage Fassungsvermögen 129 m³
Gleiche Kosten für beide Trocknungsanlagen		
Fundament	1.315,00 DM	1.315,00 DM
Kontrollhäuschen	1.143,00 DM	1.143,00 DM
Infrastruktur	288,00 DM	288,00 DM
Transportkosten	6.850,00 DM	6.850,00 DM
Montage	3.447,00 DM	3.447,00 DM
Elektrische Geräte	663,00 DM	663,00 DM
Gesamt	13706,00 DM	13706,00 DM
Unterschiedliche Kosten der Trocknungsanlagen		
Kaufpreis Trocknungsanlage	90.555,00 DM	148.000,00 DM
Mauerwerk	534,00 DM	0,00 DM
Steuern und Gebühren	20.431,00 DM	37.094,00 DM
Heizung (anteilig)	23.089,00 DM	30.016,00 DM
Sicherheitszuschlag 10%	14.831,00 DM	22.882,00 DM
Gesamt	149440,00 DM	237991,00 DM
Gesamtkosten	163.145,00 DM	251.697,00 DM

Die deutlichen Unterschiede der Anschaffungskosten entstehen durch den um ca. 40 % niedrigeren Kaufpreis der solaren Anlage gegenüber dem konventionellen Trockner. Die gesamten Investitionskosten für eine solare Trocknungsanlage liegen um ca. 35 % unter denen einer konventionellen Anlage. Ein wirklicher sinnvoller Kostenvergleich kann aufgrund der unterschiedlichen Kapazität, Trocknungsdauer und Energiebedarf nur anhand der Trocknungskosten stattfinden.

2.9.2. Trocknungskosten

In Tabelle 23 werden die anfallenden Trocknungskosten für waldfrische, 27 mm starke Eukalyptusbretter bei einer solaren und einer konventionellen Trocknung miteinander verglichen. Die Trocknungskosten im Solartrockner wurden während der vierjährigen Versuchsdauer bei der Trocknung von über 20 000 m³ Holz ermittelt. Die Kostenangaben der konventionellen Holztrockner stammen aus mehreren Verkaufsangeboten kommerzieller nationaler und internationaler Hersteller, sowie den Erfahrungen zweier brasilianischer Sägewerke die mit konventionellen Anlagen Eucalyptusholz trocknen [64, 67]. Berücksichtigt wurde auch ein von Brunner durchgeführter Vergleich konventioneller Trocknungsanlagen [16]. Dabei wurde von einer Datenbasis aus 1.200 ausgewerteten Trocknungsdurchläufen für Buche und Eiche ausgegangen [66]. Aufgrund ähnlichen Aufbaus und Härte können die Daten für Buche mit Eukalyptusholz verglichen werden.

Die erforderliche Trocknungszeit von *E.grandis* im Solartrockner ist aufgrund der bereits beschriebenen schwierigen Eigenschaften (s. Kapitel 2.4.2) nur um etwa 20 % länger, als in einem hochwertigen Hochtemperaturtrockner. Aufgrund der geringeren Investitionskosten, dem geringeren Energiebedarf (s. Kapitel 2.6.2.1.2) und dem höheren Fassungsvermögen können die Trocknungskosten gegenüber konventionellen Anlagen um 50 bis 60 % verringert werden.

Tabelle 23: Vergleich der Trocknungskosten waldfrischer (x = 60-80 %), 27 mm starker Bretter von *Eucalyptus grandis* auf 12 % Holzfeuchte im solargestützten Trockner und in einer konventionellen Hochtemperaturtrocknungsanlage.

Kostengruppe	Solare Trocknungsanlage	Konventionelle Anlage
Trocknungsdauer [d]	27	22
Investitionskosten* [DM/m³]	692,30	1.804,80
Energiekosten [DM/m³]	4,90	16,30
Abschreibung [DM/m³]	8,80	18,60
Gesamtkosten** [DM/m³]	18,80	43,10

* Trockner mit anteiliger Heizung, Fundament und Installation;
** Kosten für Kapital, Energie und Abschreibung.

2.10. Zusammenfassung

Die Produktion von Qualitätsbrettern aus Hartholz für die Möbel- und Bauindustrie erfordert eine sanfte und kontrollierte Trocknung bis zu einer Feuchte von 8 to 15 % d.b.. Freilufttrocknung hängt stark von Wetterbedingungen ab und führt zu einer Trocknungszeit von 0.5 bis 2 Jahren und häufig entstehen Qualitätsverluste. Abhängig von der Holzart und der Dicke des Holzes reduzieren konventionelle Hochtemperaturtrockner die Trocknungszeit auf 2 bis 8 Wochen, was allerdings hohe Investitions- und Energiekosten verursacht. Bis jetzt konnten Solartrockner, aufgrund von unzureichenden Kapazitäten oder dem Mangel inadequater Kontrollmöglichkeiten des Trocknungsklimas in der industriellen Holzindustrie nicht etabliert werden.

Alternativ wurde ein solarer Gewächshaustrockner entwickelt, der es erlaubt unter kontrollierten Bedingungen 100 bis 240 m³ Holz pro Ladung zu trocknen. Die Grundstruktur ist bedeckt mit einer transparenten, hoch UV-stabilen und gut isolierenden Luftpolsterfolie. Ein horizontal eingebauter Absorber aus schwarzgestrichenen Aluminiumplatten teilt das Dach von der Trocknungskammer. Eine speziell entwickelte Kontrollmöglichkeit mittels eines Mikroprozessor reguliert mehrere Axialventilatoren, einen Befeuchter und eine Zusatzheizung

zum Wärmeausgleich in der Nacht und ungünstigen Wetterbedingungen. Das Trocknungsregime wird automatisch an die Art des Holzes, die Brettstärke und die Außentemperatur angepaßt. Der modulare Aufbau des Trockners erlaubt weiterhin eine individuelle Anpassung an die Erfordernisse des Benutzers.

In Zusammenarbeit mit der brasilianischen Firma “CAF Santa Barbara Ltda.” wurden die, mit einer jährlichen Trocknungskapazität von 35 000 m³ Eukalyptusholz, größten solaren Holztrocknungsanlagen in den Bundesstaaten Minas Gerais und Bahia aufgebaut. Mit dem neuentwickelten Niedrigtemperaturregime kann sogar für Holzkohle und zur Zellulose Herstellung verwendetes brasilianisches Eukalyptusholz zu einem hohen Qualitätsprodukt für die Möbel- und Bauindustrie getrocknet werden. Die Untersuchungen haben gezeigt, daß die Investitionen, Trocknungskosten und der Energieverbrauch um 40 to 60 % im Vergleich zu konventionellen Hochtemperaturtrocknungsanlagen verringert werden kann. Die Einführung dieser nachhaltigen und umweltfreundlichen Technologie kann somit bedeutend zu einer steigenden Verwendung aus nachhaltigem Waldbau stammenden Holzes führen, wodurch ein Beitrag zum Schutz von natürlichen Regenwäldern geleistet wird.

Die neuentwickelte solare Trocknungsanlage hat gezeigt, daß sie geeignet ist, um 27 mm Bretter von *Eucalyptus grandis* von 60 - 80 auf 10 – 12 % Holzfeuchte innerhalb von etwa 3 Wochen zu trocknen. Die Kontrolle aller wichtiger Parameter mit Hilfe eines mikroprozessorgesteuerten Niedrigtemperaturregimes erlaubt die Führung eines energieeffizienten Trocknungsprozesses und die Produktion von Qualitätsholz. Die gut isolierende und abdichtende Hülle der Trocknungskammer vermindert den Verlust von Wärme. Die Verbindung eines Standardgewächshauses aus seriellen Komponenten mit einem neuentwickelten Kontrollsystem verringert signifikant die Investitionskosten und den Energieverbrauch im Vergleich zu konventionellen Trocknern.

3. ANPASSUNG DER SOLARGESTÜTZTEN TROCKNUNGSANLAGE FÜR WEITERE PRODUKTE WIE MEDIZINALPFLANZEN, MANIOK UND KAFFEE

Um das Einsatzspektrum der zur Trocknung von Schnittholz und Tabak entwickelten, solaren Trocknungsanlage zu erweitern, sollte diese im Rahmen des Vorhabens auch für die Trocknung weiterer Güter angepaßt werden. Dazu mußte die Luftführung für die Trocknung von stückigen bzw. krautigen Gütern wie Medizinalpflanzen oder Schüttgütern wie Kaffee umgestellt bzw. angepaßt werden. Des weiteren wurde das Programm Mikroprozessorsteuerung insofern umgeschrieben, daß es einfach an die spezifischen Anforderungen einer Vielzahl von Produkten angepaßt werden kann.

3.1. Einleitung

Hohe Nachernteverluste, geringe Produktqualität und wachsende Konkurrenz durch Importware zwingt die brasilianische Landwirtschaft zu verstärkten Anstrengungen im Bereich der Nacherntetechnologie. Insbesondere durch die seit Jahren schwierige allgemeine wirtschaftliche Lage sowie die in vielen Bereichen nicht verfügbare Technologie verschärft insbesondere den Druck auf kleine und mittlere Betriebe. Um die brasilianische Seite bei der Suche nach angepaßten Lösungen zu unterstützen, wurde im Rahmen des Vorhabens eine Partnerschaft zwischen der Universität Hohenheim und der Bundesuniversität Viçosa (Universidade Federal de Viçosa - UFV), der größten und einer der renommiertesten landwirtschaftlichen Hochschulen in Brasilien geschlossen.

Als erstes gemeinsames Projekt wurde die im Rahmen des Vorhabens geplante Anpassung der solargestützten Trocknungsanlage für Medizinalpflanzen, Maniok und Kaffee geplant und eine Pilotanlage aufgebaut. Die Anlage wird seit Fertigstellung im März 2000 im Hinblick auf die optimale Trocknung der erwähnten Produkte untersucht und optimiert.

Die bislang geleistete Arbeit gliedert sich in zwei Abschnitte. Im ersten Abschnitt wurde der Trockner geplant und hinsichtlich Layout und Steuerungssoftware an die speziellen Anforde-

rungen der Trocknungsgüter angepaßt. Des weiteren wurde der Trockner mit Unterstützung durch die Universität Hohenheim von einer deutschen Firma als Bausatz hergestellt und verschickt.

Während des zweiten Abschnittes wurde die Anlage mit Unterstützung Hohenheims auf dem Campus der UFV in Viçosa aufgebaut und in Betrieb genommen.

Im dritten Abschnitt wird die Anlage jetzt vom brasilianischen Partner optimal an die zu trocknenden Güter angepaßt bevor eine weitere Verbreitung erfolgt.

Der Versuchsstandort Viçosa liegt im Bundesstaat Minas Gerais und liegt auf einer Höhe von 649 m über NN, auf dem Längengrad 20“45´14S und dem Breitengrad 42“5253´W. Die maximalen Temperaturen im Sommer liegen bei 40 bis 45°C, die niedrigsten Werte im Winter betragen 5 bis 10°C. Zu den wichtigsten Kulturen der Region zählen Kaffee, Bananen, Mais und Maniok. Auch der Anbau von Medizinalpflanzen spielt gerade in jüngster Zeit eine gewisse Rolle und stößt bei den Landwirten auf großes Interesse.

3.2. Kaffeetrocknung in Minas Gerais

Wegen der hohen Luftfeuchtigkeit während der Erntezeit sind die Nachernteverluste insbesondere im Bereich der Trocknung hoch. Je nach Betriebsgröße sind die am häufigsten angewandten Trocknungsmethoden die Bodentrocknung und die Trocknung im Trommeltrockner.

Die Bodentrocknung ist dadurch gekennzeichnet, daß sie sehr einfach und kostengünstig ist, da nur eine befestigte Fläche erforderlich ist, um den Kaffee zum Trocknen in dünner Schicht auszubreiten. Allerdings birgt dieses Verfahren auch viele Nachteile. Zu nennen wären die hohe Arbeitsintensität durch das erforderliche, regelmäßige Wenden und Abräumen des Trocknungsgutes. Zudem ist die Trocknung relativ ungleichmäßig und das Witterungsrisiko hoch. Bei Regen oder während der Nacht kommt es zudem regelmäßig zu einer Wiederbefeuchtung des Gutes. Dadurch verlängert sich der Trocknungsvorgang und die Qualität sinkt. Auch sind die Kaffeekirschen nicht vor Insekten und Nagern geschützt. Aus diesem Grunde

besitzt Ware, die mit diesem Trocknungsverfahren getrocknet wurde, häufig nur eine geringe Qualität. Diese Methode wird hauptsächlich von Kleinbauern angewandt.

Eine andere, häufig in größeren Betrieben praktizierte Art der Trocknung erfolgt in sogenannten Trommeltrocknern. Bei diesem Verfahren erfolgt die Trocknung wesentlich schneller, da das Gut mit höheren Temperaturen getrocknet wird. Allerdings sind die Trocknungskosten dieses Verfahrens ebenso wie der Energiebedarf hoch. Dies liegt insbesondere daran, daß die zugeführte Energie nicht effizient genutzt wird und die Steuerung unzureichend ist. Daher kommt es auch häufig zu Qualitätsmängeln durch Überhitzung der Kaffeebohnen oder eine Kontamination durch die meist direkt eingeleiteten Verbrennungsgase.

3.3. Medizinalpflanzen

Die meisten Medizinalpflanzen werden mit einer relativ hohen Gutfeuchte zwischen 70 und 90 % geerntet und müssen zum Erhalt der wertgebenden Inhaltsstoffe sehr rasch getrocknet werden. Um ein lagerfähiges Produkt zu erhalten muß die Gutfeuchte in der Regel auf Werte unter 11 % gesenkt werden. Dementsprechend beträgt der Aufwand an fossiler Energie bei ortsüblichen Trocknungsanlagen 1 bis 2 Liter Heizöl pro kg getrocknetem Gut. Des weiteren ist aufgrund des Aufbaus von Medizinalpflanzen und deren Verwendungszweck eine schonende Trocknung mit geringen Temperaturen von meist unter 55 °C erforderlich. Bei einer Trocknung mit höheren Temperaturen kommt es zu unerwünschten Verfärbungen und Verflüchtigung von ätherischen Ölen. Aufgrund der erforderlichen, relativ geringen Trocknungstemperaturen eigen sich Medizinalpflanzen sehr gut für eine solare Trocknung.

Ortsüblich sind bislang zwei Verfahren zur Trocknung von Medizinalpflanzen. Die größte Verbreitung besitzt die Sonnentrocknung. Bei diesem Verfahren wird das Gut auf dem Boden oder einer Betonfläche ausgebreitet und regelmäßig gewendet. Die Probleme, die bei dieser Art der Trocknung auftreten sind denen der Kaffeetrocknung ähnlich, wobei insbesondere die Kontamination mit Staub, Bakterien und Mikroorganismen in diesem Bereich noch wesentlich kritischer einzuschätzen sind.

Das zweite Verfahren basiert auf der Verwendung von ölbeheizten Bandtrocknern die eine wesentlich bessere Qualität erzeugen. Allerdings sind diese Trockner sowohl in der Anschaffung als auch im Unterhalt sehr teuer, und können daher nur von Großplantagen betrieben werden.

3.4. Beschreibung der solaren Trocknungsanlage

3.4.1. Struktur und Aufbau

3.4.1.1. Abmessungen und Baumaterialien

Wie in **Bild 37** zu sehen wurde als Basis für den solar gestützten Gewächshaustrockner, ein modifiziertes Foliengewächshaus benutzt. Durch den modularen Aufbau kann eine Anpassung an unterschiedliche Gegebenheiten und Voraussetzungen erfolgen. Der Trockner hat bei einer Dachneigung von 22 ° eine Firsthöhe von 4,8 m und eine Stehwandhöhe von 3,2 m. Die Länge der Anlage ist aufgrund des modularen Konstruktionsprinzips im Raster des Binderabstandes von 2 m variabel. Der erstellte Versuchstrockner besteht aus 6 Binderfeldern und ist somit 12 m lang. Die Breite beträgt 8 m. Eingedeckt wurde der Trockner mit der auch bei den Holz- und Tabaktrocknungsanlagen verwendeten hoch-UV-stabilisierten Luftpolsterfolie. Die Giebel und die Lüftungsklappe sind ebenfalls mit Polycarbonat-Doppelstegplatten verkleidet.

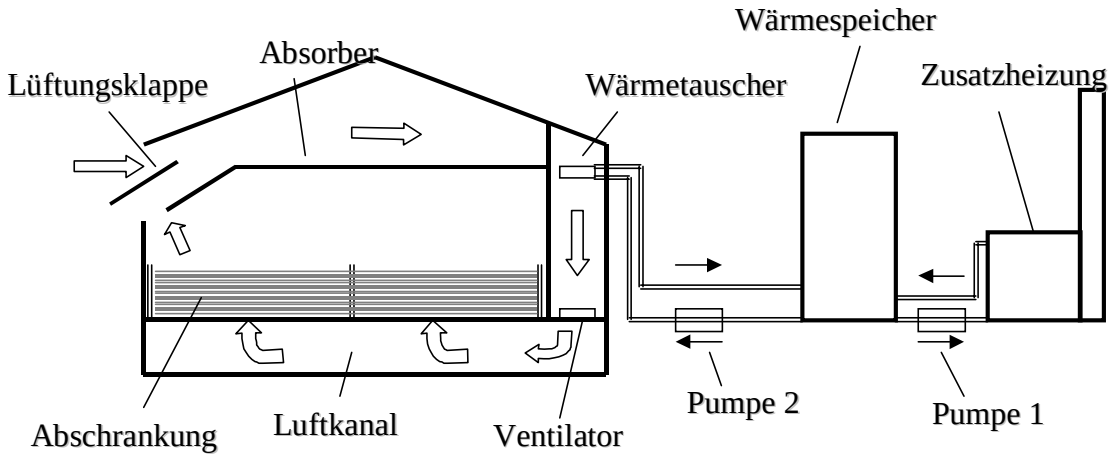


Bild 37: Querschnitt der solaren Trocknungsanlage.

Das Fundament wurde 1 m tief ins Erdreich eingelassen. Um die Luft von unten durch die als Satztrockner ausgebildeten Trocknungboxen zu führen, sind 4 Unterflur-Luftkanäle vorgesehen. Jeweils zwei Kanäle sind einem Ventilator zugeordnet. Die Luftkanäle sind jeweils 7 m lang und 2 m breit.

Hat die Luft das in den Trocknungsboxen befindliche Gut durchströmt, streicht sie entweder durch die entlang der Seitenwand befindliche Öffnung in den Dachraum (Umluftbetrieb) oder durch die geöffnete Lüftungsklappe ins Freie. Die bei geöffneter Klappe von außen angesaugte Frischluft, die bei geschlossener Klappe angesaugte Umluft oder die bei teilweise geöffneter Klappe angesaugte Mischluft wird über den Absorber zum auf der gegenüberliegenden Seite liegenden Luftkanal gesaugt und von den darin eingebauten Ventilatoren wieder durch die Trocknungsboxen gedrückt.

Die seitliche Lüftungsklappe ist 8 m breit und 1,65 m hoch. Zur Absorption der einfallenden Solarstrahlung sowie zur Trennung von Dachraum und Trocknungsraum wurde wie bei der Holztrocknungsanlage ein Absorber aus schwarz beschichtetem Aluminiumtrapezblech eingesetzt. Die Absorberfläche beträgt insgesamt 56 m².

3.4.1.2. Trocknungsboxen

Wie in **Bild 38** dargestellt wurden als Abdeckung der Unterflurkanäle und des durchströmten Bodens der Trocknungsboxen befahrbare Roste aus solargetrocknetem Eukalyptusholz angefertigt.

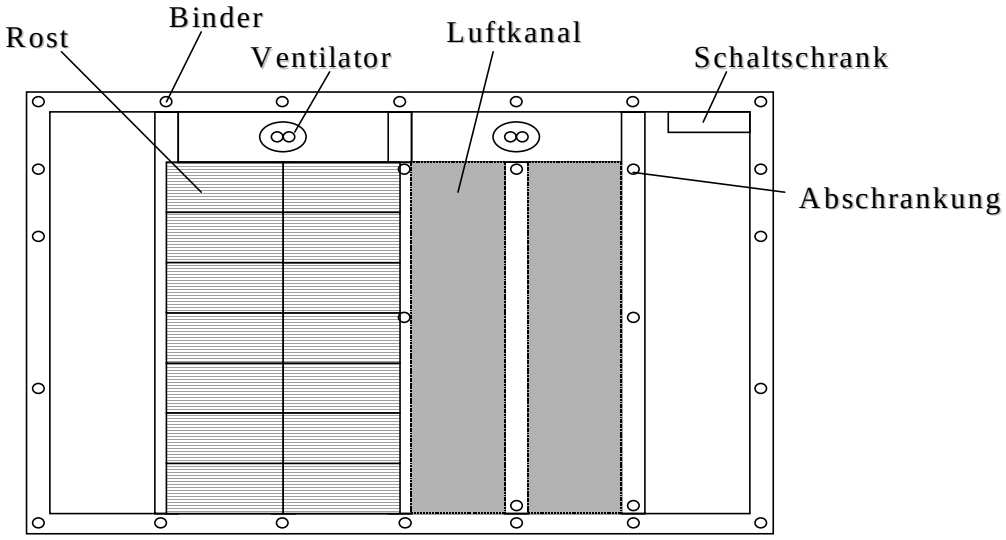


Bild 38: Trocknerboden mit Belüftungsschächten.

Jeder Rost hat eine Abmessung von 1 x 2 m. Es wurden insgesamt 28 Roste mit einer Fläche von 56 m² benötigt. Vorteilhaft ist, daß die mit einem Tuch abgedeckten Roste leicht zu entfernen sind. Dadurch wird ein schneller Zugang zu den Luftkanälen ermöglicht um eventuelle Reinigungs- oder Wartungsarbeiten durchführen zu können. Da die Roste befahrbar sind, wird die Beladung erheblich vereinfacht und die ganze Grundfläche des Trockners kann zur Trocknung genutzt werden. Die Seitenwände der beiden Trocknungsboxen können zum Durchfahren der Anlage einfach entfernt werden und die an den beiden Stirnseiten der Anlage befindlichen Tore erlauben eine Durchfahrt.

Wird nicht die gesamte Trocknungsfläche benötigt, so ist ein getrennter Betrieb der beiden, jeweils von einem eigenen Ventilator versorgten Trocknungsboxen möglich.

3.4.1.3. Heizungssystem

Um die Trocknung auch bei Nacht und bei unzureichender Einstrahlung zu gewährleisten, wurde eine Zusatzheizung installiert. Sie dient dazu Witterungsschwankungen während des Trocknungsvorganges abzupuffern. Das Heizungssystem besteht aus einem Biomasseofen, einem Wärmespeicher und einem Wärmetauscher in der Trocknungsanlage. Der wassergekühlte Ofen selbst hat ein Wasserfassungsvermögen von ca. 500 l. Ein weiterer Wassertank mit einer Speicherkapazität von 2500 l ist über ein Rohrleitungssystem mit dem Ofen verbunden. Dieser Wassertank ist ebenso wie der Ofen selbst wärmegedämmt und dient zur Versorgung des Heißwasser/Luftwärmetauschers im Inneren des Trockners. Das Heizungssystem besitzt zur einfachen Regelung zwei nicht strikt getrennte Heizkreisläufe. Der erste von einer Umwälzpumpe bediente Kreislauf fördert das Wasser durch den Ofen in den Wärmespeicher. Der zweite Kreislauf fördert das Wasser vom Wärmespeicher durch den Wärmetauscher im Trockner. Die Verrohrung der beiden Kreisläufe ist dabei so angeordnet, daß das heiße, vom Ofen kommende Wasser direkt vom Trocknungskreislauf angesaugt wird, wenn beide Kreisläufe in Betrieb sind. Der Rücklauf vom Trockner fließt dann ebenfalls fast vollständig zurück zum Biomasseofen. Ist nur der Ofenkreislauf in Betrieb, so wird das heiße Wasser oben im Speichertank zugeführt, während das kühlere Rücklaufwasser unten entnommen wird. Der Trocknungskreislauf entnimmt oben und führt den Rücklauf unten im Tank wieder zu. Durch diese Konstruktionssweise werden zwar zwei Pumpen, jedoch keine Magnetventile oder an-

dere mechanisch betätigte Komponenten benötigt und der Speicher kann optimal be- und entladen werden.

3.4.1.3.1. Solarkollektor

Der Solarkollektor ist wie bei der Holztrocknungsanlage in das Gebäude integriert und besteht aus der transparenten Eindeckung des Trockners und dem Absorber. Dadurch fallen für die Nutzung der kostenlos verfügbaren Solarenergie keine zusätzlichen Kosten an.

3.4.1.3.2. Wärmetauscher

Das gesamte Heizungssystem wird mittels eines Mikroprozessors gesteuert. Der Ofen selbst wird durch einen Saugzugventilator an- bzw. ausgeschaltet. Als weitere Regelgrößen dienen die Wassertemperatur im Ofen sowie im Speichertank. Wird Wärme benötigt und die Speichertemperatur liegt unter einem gewissen Sollwert, schaltet der zweistufige Saugzugventilator des Ofens ein. Dadurch wird Primär- und Sekundärluft in den Brennraum geleitet und das Feuer durch die Sauerstoffzufuhr angefacht. Die entstehende Wärme wird über die beiden Warmwasserkreisläufe abgeführt. Hat der Speicher seinen Maximalwert erreicht oder steigt die Ofentemperatur über 95 °C – dies passiert normalerweise dann, wenn der Trockner keine Wärme mehr anfordert und der Speicher anschließend über einen gewissen Zeitraum weiterbeheizt wurde - wird der Ventilator abgeschaltet und durch den Kaminzug nur noch eine Restglut erhalten. Bei erneuter Wärmeanforderung des Trockners wird jetzt zunächst der Speicher auf einen bestimmten Mindestwert abgekühlt, bevor der Ofen wieder angefahren wird. Somit ist gewährleistet, daß zu jeder Zeit ausreichend Wärme zur Verfügung steht und der Ofen trotzdem über relativ weite Bereiche im feuerungstechnisch günstigen Vollastbereich betrieben werden kann.

3.4.1.4. Elektrische Antriebssysteme

3.4.1.4.1. Ventilatoren

Wie erwähnt, wird die Luft mittels zweier drehzahlgesteuerter Axialventilatoren mit einer Anschlußleistung von je 2,2 kW durch das Trocknungsgut gefördert. Diese sind am unteren Ende des Luftansaugschachtes vor den Unterfluß-Luftkanälen positioniert. Jeweils ein Ventilator übernimmt die Luftversorgung von zwei Luftkanälen. Pro Ventilator kann ein Gegendruck der Gutschüttung von bis zu 400 Pa aufgebracht werden und die Strömungsgeschwindigkeit in der Gutschüttung kann zwischen 0,01 und 0,5 m/s eingestellt werden.

3.4.1.4.2. Pumpen

Zur Umwälzung des warmen Wassers in den beiden Heizkreisläufen sind zwei Pumpen mit einer Anschlußleistung von je 0,75 kW und einer maximalen Förderleistung von 10 m³ Wasser pro Stunde installiert.

3.4.1.4.3. Lüftungsklappe

Um die gesättigte Luft aus dem Trockner abzuführen und frische Luft einzubringen besitzt der Trockner eine motorgesteuerte Lüftungsklappe. Der verwendete Getriebemotor besitzt eine Anschlußleistung von 250 W.

3.4.1.4.4. Heizungs-Saugzugventilator

Um den Ofen an- und abzuschalten wurde ein Saugzugventilator mit einer Anschlußleistung von 0,5 kW in den Kamin des Ofens integriert. Schaltet der Ventilator ein wird Sauerstoff durch den Ofen gesaugt. Damit wird das Feuer in der Brennkammer entfacht. Wird keine Wärme mehr benötigt, schaltet der Ventilator ab und ein konvektiver Luftzug sorgt für einen Gluterhalt.

3.5. Regelung

Der gesamte Trocknungsprozeß ist soweit als möglich automatisiert. Mit Hilfe von zwei Sensoren für die Temperatur und die relative Feuchte der Trocknungs- sowie der Umgebungsluft sowie zwei Temperatursensoren im Ofen und im Speichertank wird der gesamte Trocknungsprozeß überwacht **(s. Bild 39).**

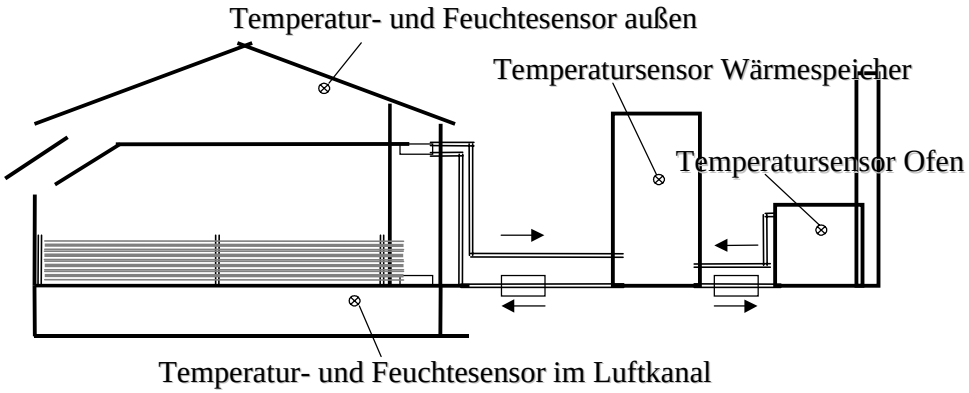


Bild 39: Anordnung der Sensoren in der solaren Trocknungsanlage.

Das Herzstück der Regelung ist dabei ein programmierbarer Mikroprozessor mit Display und Folientastatur. In diesem kann das jeweilige Trocknungsprogramm eingestellt werden. Auch ist es möglich alle Trocknungsparameter zu speichern und zu verändern.

3.6. Trocknung in der solaren Trocknungsanlage

3.6.1. Trocknungsregime

Ähnlich wie bei der beschriebenen solaren Holztrocknungsanlage kann auch bei der vorliegenden Anlage für jedes Trocknungsprodukt ein Trocknungsregime definiert und abgespeichert werden. Dadurch wird sichergestellt, daß die für eine optimale und energiesparende Trocknung sinnvollen Werte eingehalten werden, wenn diese bekannt sind. Vorversuche mit

Elefantengras haben ergeben, daß eingestellte Soll- und gemessene Ist-Werte von der Regelung wie bei der Holztrocknung über einen weiten Bereich in gute Übereinstimmung gebracht werden können. Auch können die erwünschten Strömungsgeschwindigkeiten zwischen 0,01 und 0,8 m/s eingestellt werden.

Zur Definition eines Trocknungsregimes wird zunächst die Trocknungsdauer abgeschätzt. Dann wird der erwartete Gutfeuchteverlauf über drei Eckpunkte - Punkt 1 (Anfangsfeuchte), Punkt-2, Punkt 3 (Endfeuchte) – festgelegt. Für diese Punkte wird dann jeweils die gewünschte Trocknungstemperatur, Luftfeuchte und Ventilatordrehzahl eingegeben. Zwischen den Punkten erfolgt automatisch eine lineare Ab- bzw. Zunahme bis zu nächsten Wert **(Bild 40).**

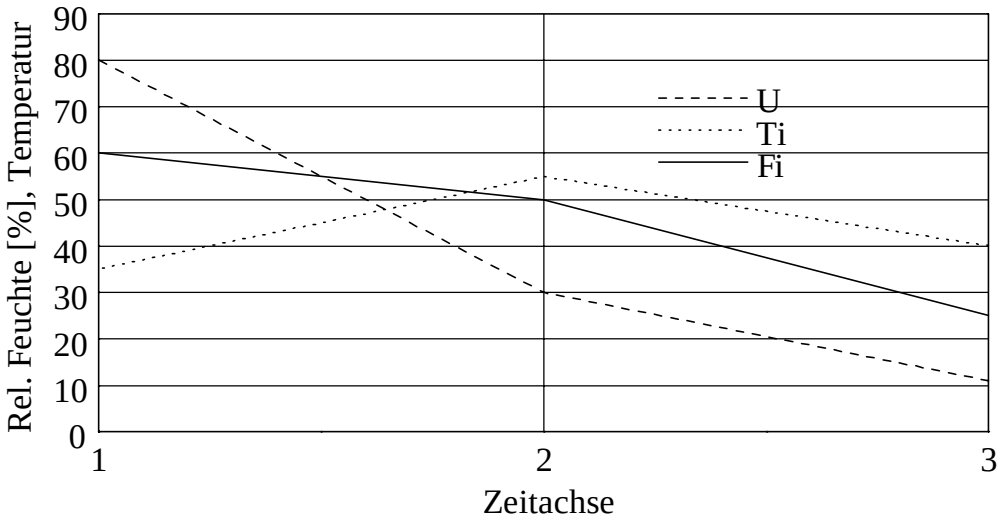


Bild 40: Schematisches Trocknungsregime für die Trocknung von Medizinalpflanzen.

Während der Trocknung kann der Benutzer über eine Sprungfunktion auf der Zeit- oder Gutfeuchteachse springen, wobei die Sollwerte automatisch angepaßt werden. Sollte die Gutfeuchte gemäß dem vordefinierten Programm nach einem Tag beispielsweise 30 % erreicht haben, hat in Wirklichkeit aber erst 40 % erreicht, so kann um 10 % Punkte auf 40 % zurückgesprungen werden. Die Sollwerte für Temperatur, Luftfeuchte und Ventilatordrehzahl werden dabei automatisch auf die für 40 % Gutfeuchte definierten Werte angepaßt. Bereits nach wenigen Trocknungsdurchgängen kann das Trocknungsregime dann gemäß der Erfahrungs-

werte abgeglichen werden. Ein Eingreifen durch den Benutzer ist dann im Normalfall nicht mehr notwendig und die Trocknung läuft vollkommen automatisch ab. Vorteilhaft an diesem Konzept ist, daß der Benutzer die Funktion schnell erfaßt und auf einfache Weise Trocknungsregime für ganz unterschiedliche Güter erstellt werden können.

3.6.2. Bisherige Ergebnisse

Derzeit arbeiten die brasilianischen Partner an der Erstellung, Anpassung und Überprüfung von Trocknungsregimen für unterschiedliche Medizinalpflanzen, Maniok und Kaffee. Die Ergebnisse lagen zum Zeitpunkt der Berichtsabfassung allerdings noch nicht vor. Im Rahmen der Vorarbeiten wurden neben den funktionellen Tests von Prototyp und Heizungssystem aber bereits verschiedene analytische Untersuchungen und Tests durchgeführt. Die Ergebnisse finden sich in den beiden Publikationen im Anhang.

3.7. Zusammenfassung

Gemeinsam mit dem Brasilianischen Partner Universität Viçosa (UVM) und der deutschen Firma THERMO-SYSTEM (THS) wurde eine für eine Vielzahl von Produkten wie Medizinalpflanzen, Kaffee und Maniok einsetzbare, solargestützte Trocknungsanlage konzipiert und in Brasilien aufgebaut. Der Prototyp ist 8 x 12 m groß und wird durch einen 56 m² großen, dachintegrierten Absorber sowie einen ebenfalls im Rahmen des Vorhabens entwickelten und lokal hergestellten, holzbefeuerten Heizkessel mit Wärme versorgt. Als Bauhülle dienen eine mit einem Spezialprofil auf den Rahmenbindern der Tragekonstruktion befestigte transparente, hoch-UV-stabilisierten PE-Luftpolsterfolie sowie Polykarbonat-Stegdoppelplatten. Die Anlage besitzt zwei unabhängige, mit einem befahrbaren Rost ausgestattete Trocknungsboxen, die von unten durchströmt werden. Mit Hilfe einer über eine gesamte Längsseite verlaufenden, motorbetriebenen Lüftungsklappe kann ein beliebiger Umluft- bzw. Frischluftanteil eingestellt werden. Das erarbeitete, mikroprozessorbasierte Regelungskonzept erlaubt eine automatische Kontrolle des Trocknungsprozesses sowie eine einfache Erstellung unterschiedlicher Trocknungsprogramme. Erfaßt werden dazu kontinuierlich die Temperatur und die re-

lative Feuchte der Trocknungs- sowie der Umgebungsluft sowie die Vorlauftemperatur von Heizkessel und Wärmespeichertank.

Erste Ergebnisse haben eine hohe Regelungsgüte sowie ein gutes Zusammenspiel zwischen Heizungsanlage und Trockner erwiesen. Derzeit werden vom brasilianischen Partner Trocknungsregime für unterschiedliche Produkte erarbeitet und erprobt.

4. ENTWICKLUNG UND OPTIMIERUNG EINES BIOMASSEOFENS FÜR SOLARGESTÜTZTE TROCKNUNGSANLAGEN

Um auch nachts und bei strahlungsarmen Witterungsbedingungen die erforderlichen Trocknungstemperaturen in solaren Trocknungsanlagen zu erzielen, ist eine Zusatzheizung erforderlich. Als Energieträger für diese Feuerungsanlagen stehen in Sägewerken aber auch in sonstigen ländlichen Betrieben Brasiliens in der Regel Holzhackschnitzel, kleinere Holzreste oder Stückholz zur Verfügung. Im Gegensatz zu vielen anderen biogenen Brennstoffen wie Stroh, Reisspelzen oder Erdnußschalen besteht neben der landesweiten Verbreitung bei Holz auch der Vorteil der geringeren Ansprüche an die Feuerungstechnik. Für eine Wärmeerzeugung bietet sich deshalb der biogene Festbrennstoff Holz als regenerative Energiequelle an.

Die Verwendung biogener Brennstoffe bringt im Gegensatz zu den fossilen Brennstoffen keine Erhöhung des CO_2 - Eintrages in die Atmosphäre mit sich, da die bei der Verbrennung freiwerdenden CO_2 - Mengen zuvor durch den photosynthetischen Aufbau von Pflanzensubstanz der Atmosphäre entzogen wurde. Dadurch ist der Kohlenstoffkreislauf geschlossen. Voraussetzung für den sinnvollen Einsatz solcher Brennstoffe ist jedoch der sparsame Umgang mit den verfügbaren Ressourcen sowie eine schadstoffarme Verbrennung in entsprechenden Feuerungsanlagen.

Neben der Nutzung von Waldholz, Waldrestholz und des vor Ort z.B. in Eukalyptusplantagen produzierten Holzes, bietet sich in besonderem Maße das bei der Produktion von Schnittholz in großen Mengen anfallende Abfallholz als Enegieträger an. Der zusätzliche Energiebedarf der solaren Trocknung kann z.B. im Falle der CAF vollständig mit billigem Abfallholz gedeckt werden.

Da auf dem brasilianischen Markt zu Beginn des Vorhabens keine hochwertigen, geeigneten Kleinfeuerungsanlagen (Nutzleistung bis 300 kW) zur Verfügung standen, ergab sich die Notwendigkeit zur Entwicklung einer einfachen Holzfeuerungsanlage die lokal hergestellt werden kann. Wichtige Ziele dabei waren ein hoher Wirkungsgrad, ein geringer Schadstoffausstoß, einfache Bedienbarkeit und Regelbarkeit sowie kostengünstige lokale Herstellbarkeit.

Durch die Verbesserung der Feuerungstechnik, die Nutzung von Solarenergie und die Optimierung des Trocknungsregimes kann der Holzbedarf bei der Trocknung von Schnittholz und anderen Produkten stark gesenkt werden. Diese Reduktion des Holzbedarfs trägt zur Einsparung natürlicher Ressourcen, zur Schonung des Waldes sowie zum Schutz der Erdatmosphäre durch geringere Emissionen bei.

4.1. Grundlagen für die Verbrennung von Holz

Die feuerungstechnischen Eigenschaften von Biomasse nehmen Einfluß auf die Konstruktion und die Betriebsweise einer Feuerungsanlage. Die wesentlichen Kenngrößen sind Heizwert, Gehalt an flüchtigen Bestandteilen, Aschegehalt, Kohlenstoff- und Sauerstoffgehalt.

Die Kenntnis der Elementarzusammensetzung von Holz ist wesentlich für die Bestimmung des Energiegehalts und die Voraussage von Schadstoffemissionen bei der Verbrennung. Des Weiteren gibt die Elementarzusammensetzung Aufschluß über die für die Verbrennung notwendige Luftmenge, da diese auch vom Sauerstoffgehalt des Brennstoffs abhängt. **Tabelle 24** gibt einen Überblick über die Elementarzusammensetzung einiger europäischer Baumarten. Für die verwendeten tropischen Holzarten stehen derlei Daten leider nicht zur Verfügung. Auffällig ist die geringe Streuung der Werte.

Tabelle 24: Elementarzusammensetzung des Holzes in Gewichtsprozent, wasserfrei [25, 68, 69].

Holzart	C [%]	O [%]	H [%]	N [%]	S [%]	Cl [%]	Asche [%]
Lärche	49,6	44,2	5,8	0,20	0,02		0,2
Föhre	50,2	43,3	6,1	0,20	0,02		0,2
Eiche	50,2	43,4	6,0	0,10	0,02		0,4
Esche	49,2	43,9	6,3	0,10	0,02		0,6
Rot-Buche	49,0	44,3	6,1	0,10	0,02		0,5
Birke	48,9	44,6	6,1	0,10	0,02		0,3
Tanne	50,4	43,4	5,9	0,05	0,02		0,3
Fichte	50,3	43,1	6,2	0,04	0,02	0,01	0,4
Pappel	49,8	41,7	6,4	0,27	0,03		1,79
Fichtenrinde	53,1	38,6	5,2	0,47	0,04	0,02	2,6
Mittelwert	50,07	43,05	6,01	0,163	0,023	0,015	0,729

4.1.1. Heizwert von Holz

In der Elementarzusammensetzung der einzelnen Baumarten besteht kein wesentlicher Unterschied (vgl. Tabelle 24). Dadurch ergeben sich auch keine großen Unterschiede im Heizwert. Der mittlere Heizwert von wasserfreiem Holz liegt bei $H_{u(wf)}$ = 18790 kJ/kg. Die flüchtigen Bestandteile liegen bei ca. 85 % [70].

Der Wassergehalt des Holzes wirkt sich stark auf den Heizwert aus. Durch den freigesetzten Wasserdampf werden die Brenngase verdünnt. Die Bestimmung des Heizwertes erfolgt nach DIN 51900.

$$H_U = H_{U(wf)} \frac{100 - U}{100} - 24{,}41 \cdot U \qquad \textbf{(5)}$$

U ist hier die Gutfeuchte des Holzes und wird über die Beziehung folgende Formel berechnet.

$$U = \left(\frac{m_{f,H} - m_{tr,H}}{m_{f,H}} \right) \cdot 100\ \% \qquad \textbf{(6)}$$

4.1.2. Kinetik der Holzverbrennung

Die Vorgänge bei der Holzverbrennung sind komplex und nicht in allen Einzelheiten geklärt. Bedingt durch den hohen Anteil an flüchtigen Bestandteilen handelt es sich bei Holz um einen langflammigen Brennstoff.

Zunächst wird bei der Holzverbrennung durch die Trocknung das Wasser (flüssige Komponente) verdunstet. Die gasförmigen Bestandteile werden im Prozeß der Pyrolyse freigesetzt, und im Anschluß daran in einem homogenen Verbrennungsvorgang (Gas / Gas) oxidiert. Der

feste Entgasungsrückstand, die Holzkohle, verbrennt hingegen heterogen (Feststoff / Gas). Die Vorgänge bei der Holzverbrennung sind in **Bild 41** schematisch dargestellt.

Die Temperaturen bei denen die Holzinhaltstoffe entweichen, sind ebenfalls aus Bild 41 zu entnehmen. In der Literatur gibt es sehr unterschiedliche Angaben über Zersetzungsreihenfolge, Zersetzungsbeginn und Zersetzungsmaxima der einzelnen Holzinhaltstoffe [71, 72].

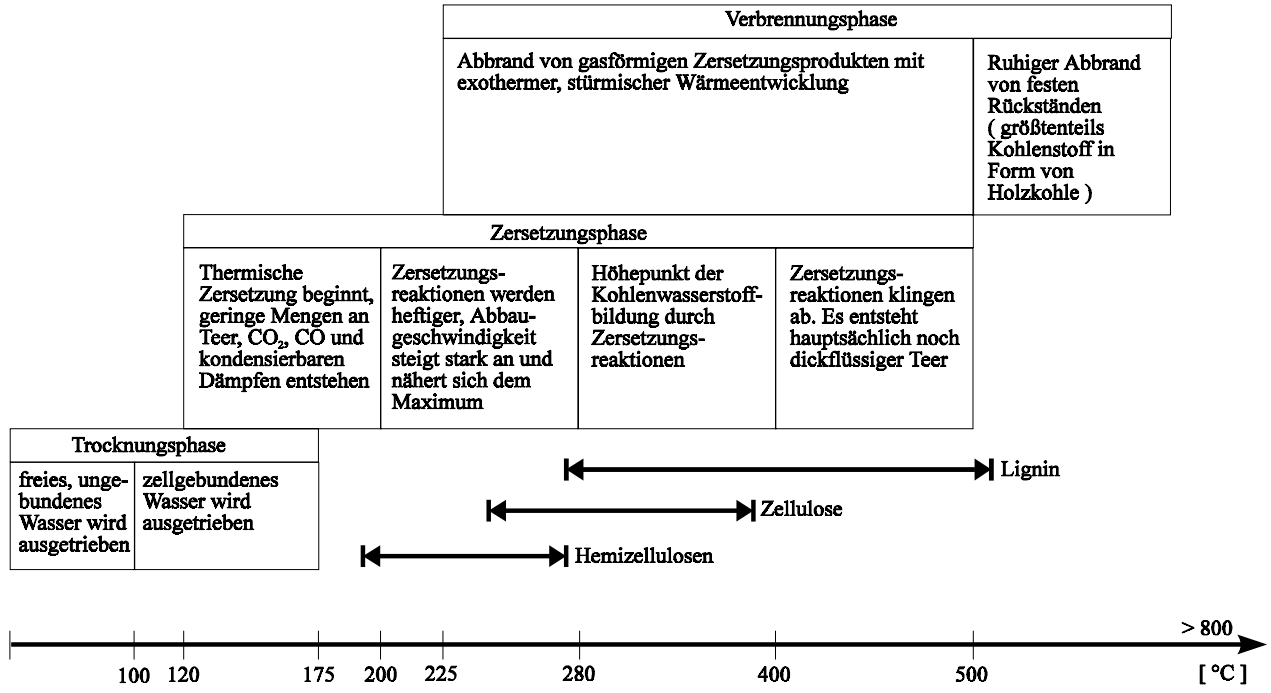


Bild 41: Verbrennungsverlauf von Holz nach [73].

4.1.2.1. Verbrennungsreaktionen

Das im Prozeß der Pyrolyse gebildete Spaltgas ist ein Gemisch zahlreicher Verbindungen, die im wesentlichen aus Kohlenstoff, Wasserstoff und Sauerstoff aufgebaut sind. Diese Verbindungen werden bei der vollständigen Verbrennung über zahlreiche Zwischenschritte zu Kohlendioxid und Wasser abgebaut. Die wichtigsten homogenen Reaktionen der Holzgase sind nachfolgend aufgeführt [74]:

Oxidation von Kohlenmonoxid:	$CO + 0{,}5\ O_2$	$\rightarrow$	CO_2
Methanisierung:	$CO + 3\ H_2$	$\rightarrow$	$CH_4 + H_2O$
Homogene Wassergasreaktion:	$CO + H_2O$	$\rightarrow$	$CO_2 + H_2$
Knallgasreaktion:	$H_2 + 0{,}5\ O_2$	$\rightarrow$	H_2O
Oxidation von Methan:	$CH_4 + 0{,}5\ O_2$	$\rightarrow$	$CO + 2\ H_2$
	$CH_4 + O_2$	$\rightarrow$	$CO_2 + 2\ H_2$

Die Verbrennung des Entgasungsrückstandes Holzkohle erfolgt mit wenigen Flammreaktionen bzw. flammenlos, und wird als "heterogene Festphasenoxidation" bezeichnet [75]. Der Kohlenstoff in "fester Phase" (C_f) reagiert dabei mit dem Sauerstoff in "gasförmiger Phase".

Folgende Reaktionen laufen hierbei unter Primärluftzufuhr ab [76]:

Oxidation von Kohlenstoff

$C_f + 0{,}5\ O_2$	$\rightarrow$	CO	(I)	(unvollständige Verbrennung)
$C_f + O_2$	$\rightarrow$	CO_2	(II)	(vollständige Verbrennung)

Boudouard-Reaktion

$C_f + CO_2$	$\rightarrow$	$2\ CO$	(III)	(Rückreaktion)

Heterogene Wassergasreaktion

$C_f + H_2O$	$\rightarrow$	$CO + H_2$	(IV)	(unvollständige Verbrennung)

hydrierende Vergasung

$C_f + 2\ H_2$	$\rightarrow$	CH_4	(V)	(Folgereaktion von (IV))

4.1.3. Voraussetzung für eine optimale Verbrennung

Um einer optimalen Verbrennung möglichst nahe zu kommen, müssen die an der Verbrennung beteiligten Reaktionspartner optimal aufeinander abgestimmt sein. Die Parameter für eine optimale Verbrennung sind:

- Zünd- und Verbrennungstemperatur
- Verbrennungsluftmenge und Zuführung
- Verweilzeit der brennbaren Gase
- Durchmischung der Gase mit der Verbrennungsluft

Unter dem Zündpunkt eines festen Brennstoffes versteht man jene Mindesttemperatur, bei der eine Brennstoffprobe soviel brennbare Gase abspaltet, daß diese bei ausreichender Zufuhr von Luftsauerstoff oxidieren [77].

Die Zündtemperatur ist von Brennstoffeigenschaften wie Dichte, Faserverlauf, Wassergehalt, Anteil der jeweiligen Holzinhaltstoffe, Oberfläche und Volumenverhältnis, Verbrennungsluftmenge und -führung, sowie von Stofftransportvorgängen abhängig. Das Luftgasgemisch ist bei einer Temperatur von 500 °C entzündbar. Die Zündtemperatur sinkt nach dem Einleiten des Verbrennungsvorganges auf ca. 250 °C ab [78].

Nach der Zündung erfolgt die Oxidation der brennbaren Gase. Diese enthalten keinen freien Sauerstoff. Deshalb ist eine Sauerstoffzufuhr erforderlich. Der Sauerstoff diffundiert in die Verbrennungszone und erteilt der Flamme den diffusen Aufbau [79].

Eine vollständige Oxidation der flüchtigen Bestandteile erfolgt nach MALTE bei einer Flammtemperatur von 1050 °C [80]. Da jedoch ein Teil dieser Bestandteile bei niedrigeren Temperaturen oxidiert, kann es zu Emissionen durch unvollständige Verbrennung kommen [81]. Dies kann durch eine längere Gasverweilzeit ausgeglichen werden und ist bis zu einer Temperatur von 800 °C möglich [82].

Die Verbrennungsluftmenge sowie deren Zuführung ist für eine optimale Verbrennungsqualität von sehr großer Bedeutung. Um eine möglichst schadstoffarme Verbrennung sicherzustellen, sollte die Verbrennungsluft in Primärluft und Sekundärluft aufgeteilt werden [74].

Mit der Primärluftzufuhr wird der Brennstoff entgast und die Holzkohle verbrannt. Zusätzlich wird durch die Primärluft das Verdunstungswasser abtransportiert. Es soll nur soviel Primärluft zugeführt werden wie zur Entgasung des Brennstoffes für die gewünschte Heizleistung notwendig ist. Ist die zugeführte Primärluftmenge zu groß erfolgt die Oxidation der brennbaren Gase bereits über die Primärluft bzw. es wird zuviel Spaltgas freigesetzt [83]. In diesem Fall ist die konstruktive Forderung, Entgasung und Oxidation räumlich zu trennen, nicht mehr erfüllt. Wird zu wenig Primärluft zugeführt, kann dies zum Schwelbrand führen und die gewünschte Leistung wird nicht erreicht [84].

Die Aufgabe der Sekundärluft ist es, die Oxidation der brennbaren Gase sicherzustellen. Wird zu wenig Sekundärluft zugeführt, erfolgt die Oxidation nicht vollständig und die Emissionen aus unvollständiger Verbrennung steigen an. Eine zu große Menge an Sekundärluft hingegen bewirkt eine Senkung der Flammtemperatur und eine Vergrößerung der Rauchgasmenge. Dies ist mit einem schlechten Wirkungsgrad verbunden.

Günstig ist eine Vorwärmung der Sekundärluft, da dadurch eine Senkung der Verbrennungstemperaturen vermieden wird. Die Brenndauer wird im Vergleich zur freien Konvektion um 50 % verkürzt, wenn die Sekundärluft auf 200 °C vorgewärmt und mit einer Geschwindigkeit von 1 m/s zugeführt wird [71].

Vorteilhaft ist auch, die Sekundärluft über mehrere verjüngte Bereiche zuzuführen, da durch die Erhöhung der Geschwindigkeit (Venturi-Effekt) eine gute Vermischung der Sekundärluft mit den brennbaren Gasen erreicht werden kann.

4.1.4. Feuerungsverfahren handbeschickter Anlagen

Nach der Art der Luftführung und des Abbrandes wird eine Unterteilung in oberen Abbrand, Durchbrand und unteren Abbrand vorgenommen.

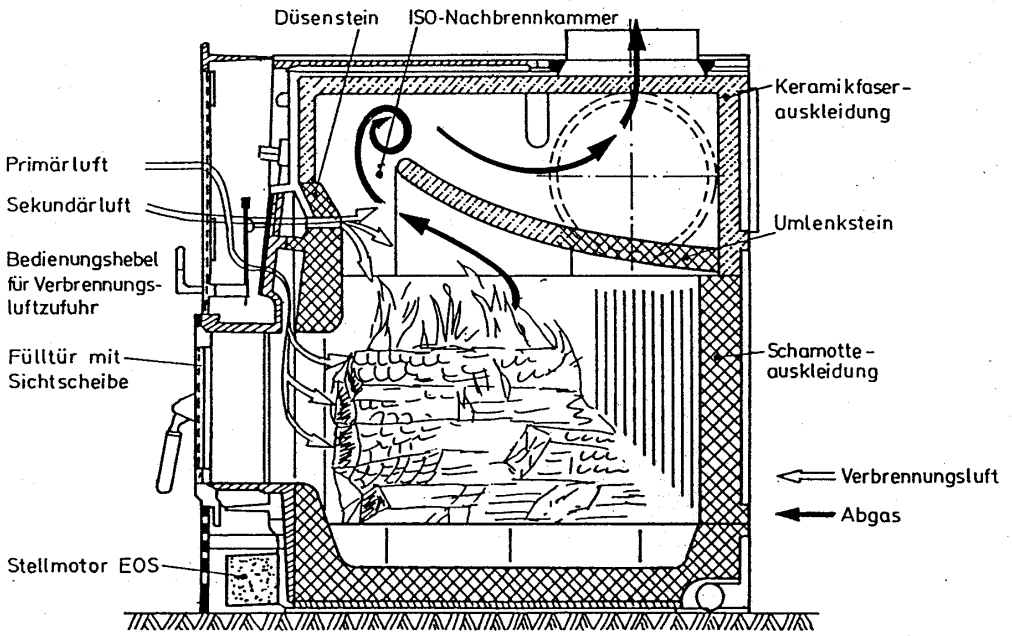


Bild 42: Kachelofen-Heizeinsatz, oberer Abbrand mit Primär- und Sekundärluftführung [85].

Beim oberen Abbrand **(Bild 42)** wird der Brennstoff von oben gezündet und mit Verbrennungsluft von oben beaufschlagt. Die heißen Schwelgase und die Flammen steigen nach oben wodurch der Brennstoffvorrat von oben erhitzt wird. Die Verbrennung erfolgt ebenfalls von oben nach unten. Die Leistungsregelung ist begrenzt und erfolgt über die zugeführte Verbrennungsluftmenge.

Beim Durchbrand **(Bild 43)** wird die Verbrennungsluft durch den Rost und somit durch den gesamten Brennstoff geführt. Die Zündung erfolgt unten, das Glutbett entwickelt sich über dem Rost unter dem Brennstoffvorrat. Der gesamte Brennstoff wird heiß und setzt Schwelgase frei. Zur umweltfreundlichen Verbrennung muß daher ausreichend Verbrennungsluft zur Schwelgasentwicklung zugeführt werden. Dies ist jedoch schon dann nicht mehr der Fall, wenn die Brennstoffschicht zu hoch ist, da die über den Rost zugeführte Verbrennungsluft hauptsächlich zur Schwelgasfreisetzung dient. Ein ausreichender Ausbrand ist mit der restli-

chen Verbrennungsluftmenge nicht mehr realisierbar. Die Regulierung der Wärmeleistung ist fast unmöglich[1].

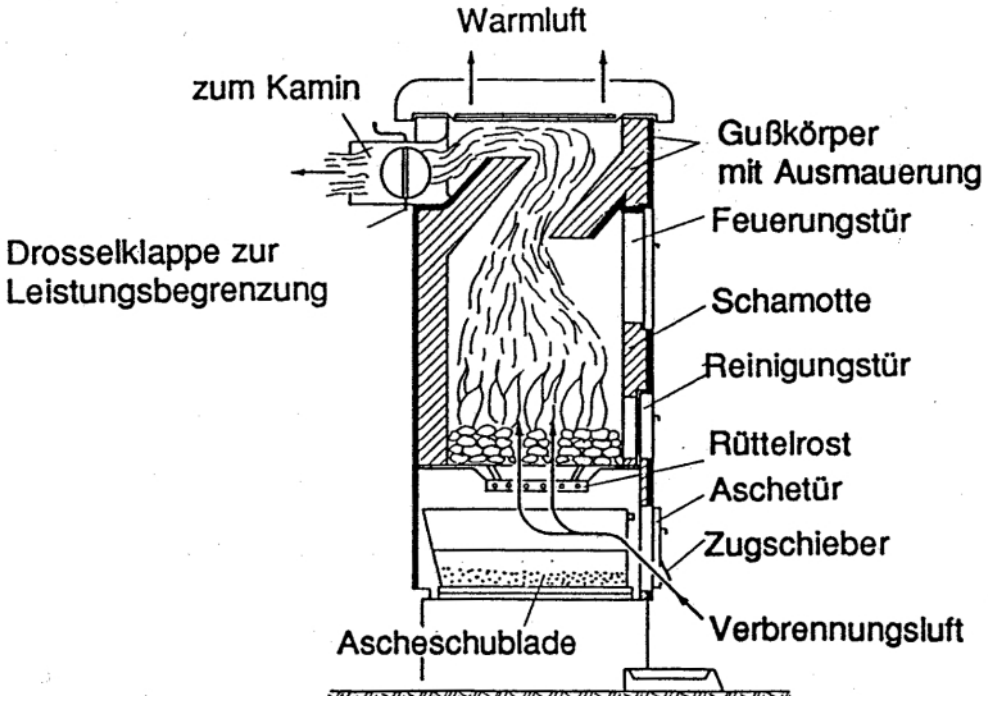


Bild 43: Schema eines Ofens nach dem Durchbrandverfahren.

Eine schadstoffarme Verbrennung setzt eine Feuerraumkonstruktion voraus, die nicht nur den Entgasungsrückstand (Holzkohle), sondern auch den hohen Anteil der im Brennstoff enthaltenen flüchtigen Bestandteile verbrennt. Für den Feuerraum bedeutet dies eine Aufteilung in eine Entgasungszone mit Primärluftzuführung und eine Nachverbrennungszone mit Sekundärluftzuführung. Um bei handbeschickten Feuerungsanlagen ein ständiges Brennholz auflegen zu vermeiden, wird ein großer Brennstoffvorrat im Feuerraum gehalten. Hierfür ist eine funktionelle Aufteilung des Feuerraumes in unterschiedliche Zonen von besonderer Bedeutung.

[1] Es gibt Durchbrandöfen mit getrennter Luftführung, die eine Leistungsregelung in einem sehr engen Umfang zulassen.

Die Aufteilung des Feuerraumes in verschiedene Bereiche läßt sich am besten mit dem Unterbrandprinzip verwirklichen **(Bild 44).** Beim unteren Abbrand wird nur der Teil der Brennstoffüllung entflammt, der unter Zufuhr von Primärluft entgast. Die freigesetzten Schwelgase werden in eine, unter oder seitlich neben der Brennstoffüllung liegende Nachbrennkammer gelenkt, in der sie unter Sekundärluftzugabe nachverbrennen. Beim unteren Abbrand ist eine relativ kontinuierliche Entgasung des Brennstoffes möglich. Dies verbessert ein Anpassen der Verbrennungsluft an die freigesetzte Spaltgasmenge, wodurch ein guter Ausbrand und somit eine hohe Verbrennungsqualität zu erreichen ist. Die Menge der Brennstoffauflage hat bei Anlagen mit unterem Abbrand einen geringeren Einfluß auf die Verbrennungsqualität. Der Wassergehalt der Brennstoffüllung wird über einen längeren Zeitraum ausgetrieben. Durch die geteilte Luftführung läßt sich über die Primärluft die Leistung regulieren. Die Sekundärluft wird dem Bedarf entsprechend zum vollen Abbrand der Schwelgase reguliert.

Da die meisten Stückholzkessel im Teillastbetrieb eine verminderte Verbrennungsqualität mit hohen Emissionen an unverbrannten Schwelgasen aufweisen, sollten sie mit einem Pufferspeicher betrieben werden. Der Pufferspeicher ist ein Wasserreservoir, das die nicht benötigte Wärme aufnimmt. Die Anlagen können somit auch bei geringem Wärmebedarf mit Nennwärmeleistung betrieben werden. Für die Auslegen des Pufferspeichers für Hausheizungsanlagen wird pro Kilowatt Heizleistung ein Speichervolumen von mindestens 25 Liter empfohlen. Um einen Pufferspeicher aber sinnvoll nutzen zu können, sind mindestens 100 Liter pro kW Nennleistung erforderlich [82]. Bei 100 Liter Speichervolumen pro kW erreicht man eine Vollastentnahme von über 5 Stunden, bei Halblast ca. 10 Stunden. Mit einem Pufferspeicher steht auch dann Wärme zur Verfügung, wenn der Kessel nicht in Betrieb ist. Zu berücksichtigen sind allerdings neben den mit dem Volumen stark ansteigenden Kosten eines Pufferspeichers auch die in erster Linie vom Temperaturniveau und der Wärmedämmung abhängigen Verluste. Aus Gründen der Wärmeübertragung sollte der Pufferspeicher auf einem möglichst hohen Temperaturniveau betrieben werden; aus Gründen der Wärmeverluste auf einem möglichst geringem.

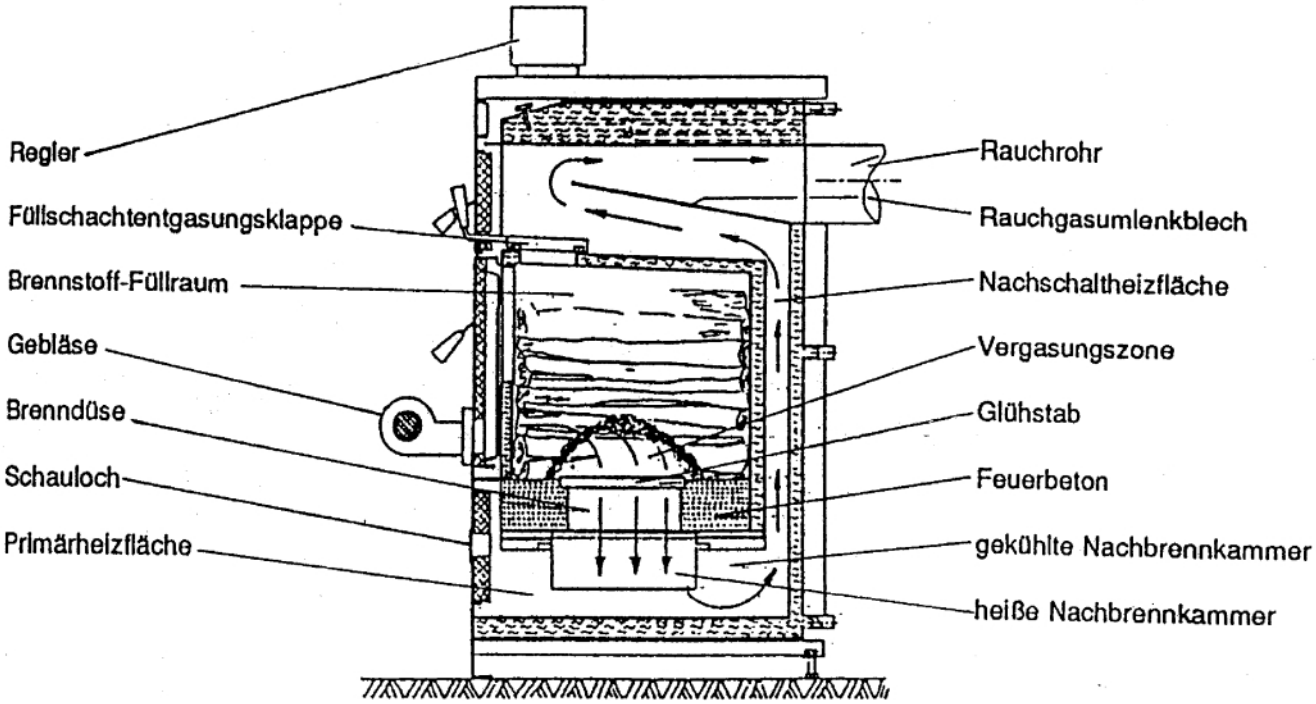


Bild 44: Schematische Darstellung eines Stückholzkessels mit unterem Abbrand und druckseitigem Verbrennungsluftgebläse [86].

4.2. Aufbau des Heizungssystems

Das Heizungssystem besteht im wesentlich aus drei Baugruppen:

- Wärmeerzeuger
- Wärmepuffer
- Wärmeübertrager

4.2.1. Wärmeerzeuger

Der in **Bild 45** gezeigte Wärmeerzeuger ist ein handbeschickter Unterbrandofen mit Wasser als Wärmeträger. Die technischen Daten sind im Anhang zusammengefaßt.

Die für die Verbrennung notwendige Luft wird dem Ofen über ein druckseitig betriebenes vierstufig regelbares Gebläse zugeführt, daß durch eine Rückschlagklappe abgesichert ist. Die Wärmeleistungsregelung des Ofens erfolgt über das Gebläse.

Die erste Stufe des Gebläses ist die Stufe 0, d.h. es liegt keine Spannung am Gebläse an und dem Ofen wird keine Verbrennungsluft zugeführt. Durch Naturzug wird aber dennoch soviel Verbrennungsluft angesaugt, daß die Verbrennung gerade eben nicht zum erliegen kommt. Den Stufen I, II und III werden über einen Transformator die Spannungen 90 V, 110 V und 210 V zugeordnet. Entsprechend der am Gebläse anliegenden Spannung ergibt sich die zugeführte Verbrennungsluftmenge[2]. Die jeweilige Spannung der Stufen I, II und III wurden in Vorversuchen ermittelt. Die mengenmäßige Aufteilung der Verbrennungsluft in Primär- und Sekundärluft erfolgt über die Primär- und Sekundärluftklappenstellung. Das Verhältnis von Primär- und Sekundärluft entscheidet über die Güte der Verbrennung und muß dementsprechend angepaßt werden.

[2] vgl. Anhang: Abschätzung der zugeführten Verbrennungsluftmenge

Über den Primärluftkanal strömt die Primärluft in den Stapelraum für den Brennstoffvorrat. Beim Durchströmen des Brennstoffvorrats von oben nach unten erwärmt sie sich, nimmt den in der Trocknungszone freiwerdenden Wasserdampf auf und gelangt über die Entgasungszone zum Glutbett.

Die Trocknungs- und Entgasungszone sowie das Glutbett liegen direkt über dem Rost aus Schamott. Die Aufteilung des Stapel- bzw. Feuerraumes in die Bereiche Brennstofftrocknung, Entgasung und Glutbett entspricht dem Ablauf der Verbrennung.

Durch die räumliche Anordnung der Sekundärluftkanäle wird die Sekundärluft ebenfalls vorgewärmt. Sie gelangt über die in den Rost eingearbeiteten Kanäle in die Mischkammer. In der Mischkammer werden die aus der Entgasungszone kommenden brennbaren Gase mit der Sekundärluft vermischt und in der Nachbrennkammer nachverbrannt.

Die heißen Rauchgase strömen unterhalb der Nachbrennkammer zum Rauchgaswärmeübertrager. Auf diesem Weg wird ihnen bereits über die gekühlten Wände ein Teil der Wärme entzogen. Die eigentliche Wärmeübertragung vom Rauchgas auf das Wasser erfolgt beim Durchströmen des Rauchgaswärmeübertragers. Von hier gelangt das Rauchgas in den Kamin.

Um unnötige Wärmeverluste zu vermeiden, ist der Ofen noch mit einer 5 cm dicken Mineralfaserschicht isoliert, die durch eine Blechverkleidung nach außen abgedeckt ist.

Als Wärmeträger wurde Wasser gewählt, da es in Hinblick auf die Regelbarkeit des Klimas im Trockner sehr gut geeignet ist. Ein weiterer Vorteil sind die einfache Speicherbarkeit von Energie in Form von heißem Wasser. Auch ist Wasser ohne Luft wenig korosiv.

Aus Sicherheitsgründen wurde eine Rückschlagklappe, eine Anheizklappe und eine Sicherheitsklappe eingebaut.

Durch die Leistungsregelung des Ofens über das Gebläse können sich im Stapelraum brennbare Gase ansammeln und verpuffen. Die Rückschlagklappe schützt das Gebläse vor eventuellen Spaltgasverpuffungen im Stapelraum.

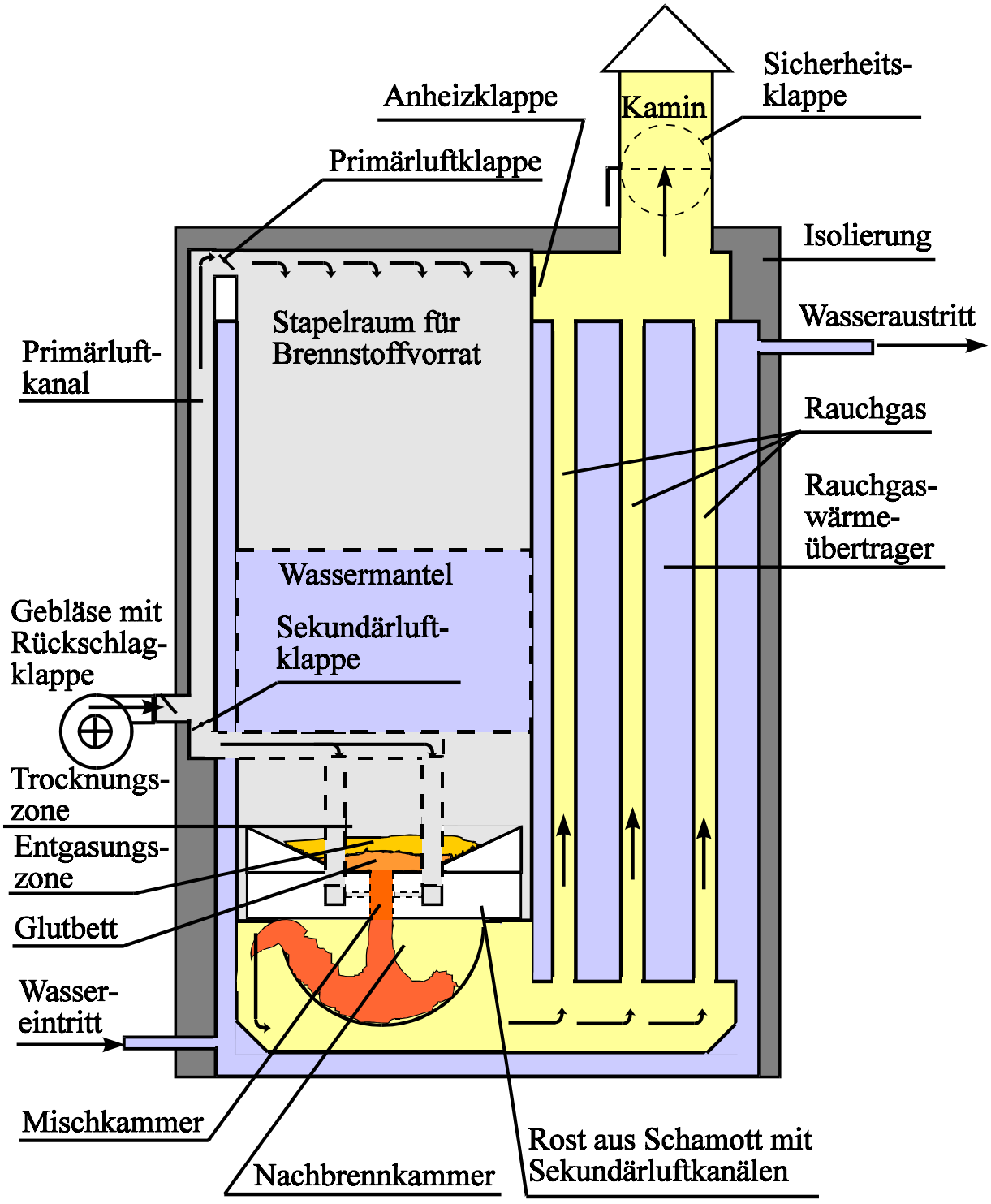


Bild 45: Schematische Darstellung des entwickelten Unterbrandofens.

Die Anheizklappe ist oben im Stapelraum eingebaut. Bei geöffneter Anheizklappe kann der Ofen nicht im Unterbrand betrieben werden. Sie muß vor dem Öffnen der Fülltüre geöffnet werden, damit sichergestellt ist, daß sich kein brennbares Gasgemisch im Stapelraum befin-

det. Zum Anheizen und zur Befüllung wird die Anheizklappe geöffnet. Der Ofen brennt dann wie ein Durchbrandofen, die Rauchgase ziehen über die Anheizklappe und den Kamin durch die natürliche Zugwirkung ab. Hat sich ein ausreichendes Glutbett gebildet, wird die Anheizklappe geschlossen, das Gebläse angeschaltet, und dadurch die Flammen in den Unterbrand gedrückt.

Durch verschiedene Ereignisse wie z.B., längerer Stromausfall kann es notwendig werden, den Ofen vollständig abzuschalten. Dies erfolgt über die im Kamin eingebaute Sicherheitsklappe. Wird sie geschlossen, können die Rauchgase nicht mehr abziehen, und die Verbrennung wird erstickt. Um die Rauchgaswärmeübertragerflächen reinigen zu können, ist neben dem Kamin eine verschraubbare Öffnung angebracht (im Bild nicht dargestellt).

4.2.2. Wärmepuffer

Beim Wärmepuffer handelt es sich um einen wärmegedämmten Stahltank mit einem Wasserinhalt von 1000 l. Er ist durch einen Deckel verschlossen. Der Wärmepuffer ist durch eine 5 cm dicke Schicht aus Mineralfaser wärmeisoliert und mit Blech verkleidet. Durch ihn soll ein Intervallbetrieb des Ofens vermieden werden. Der Intervallbetrieb umfaßt den Voll- und Teillastbetrieb sowie kurzzeitiges Abschalten des Ofens. Des Weiteren soll der Wärmepuffer den Wärmebedarf des Trockners während des Brennstoffnachfüllens decken.

4.2.3. Wärmeübertrager

Die vom Ofen erzeugte Wärme wird von einem Kreuzstrom-Wärmeübertrager an die Trocknungsluft übertragen **(Bild 46).** Die technischen Daten des Kreuzstrom-Wärmeübertragers befinden sich im Anhang. Der Rohr- und Lamellenabstand mußte groß gewählt werden, um die Druckverluste auf der Trocknungsluftseite so gering wie möglich zu halten.

Das heiße Wasser gelangt durch wärmeisolierte Rohre zum Wärmeübertrager. Im Wasserverteiler wird es auf die Rohrreihen gleichmäßig verteilt und gibt seine Wärme beim Durch-

strömen der Wärmeübertragerrohre an die Trocknungsluft ab. Über den Wassersammler und die Rücklaufrohrleitung wird der Wasserkreislauf zum Ofen bzw. Wärmepuffer geschlossen.

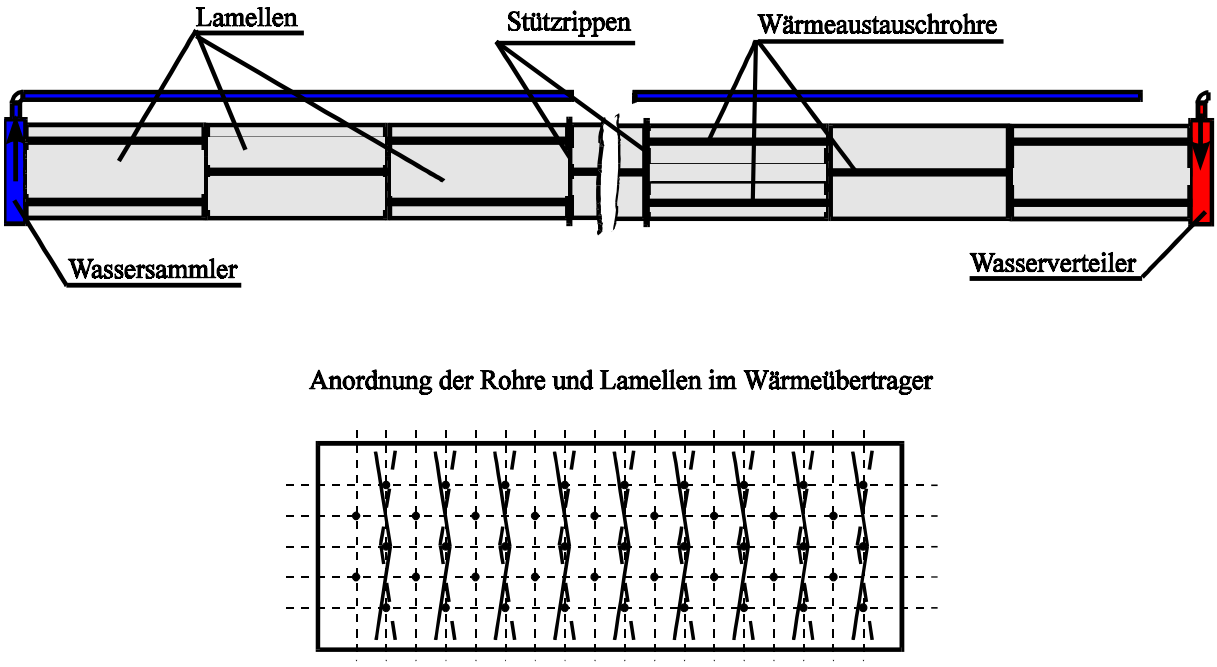


Bild 46: Schematische Darstellung des Kreuzstromwärmeübertragers sowie die Anordnung seiner Rohre und Lamellen.

4.3. Methoden

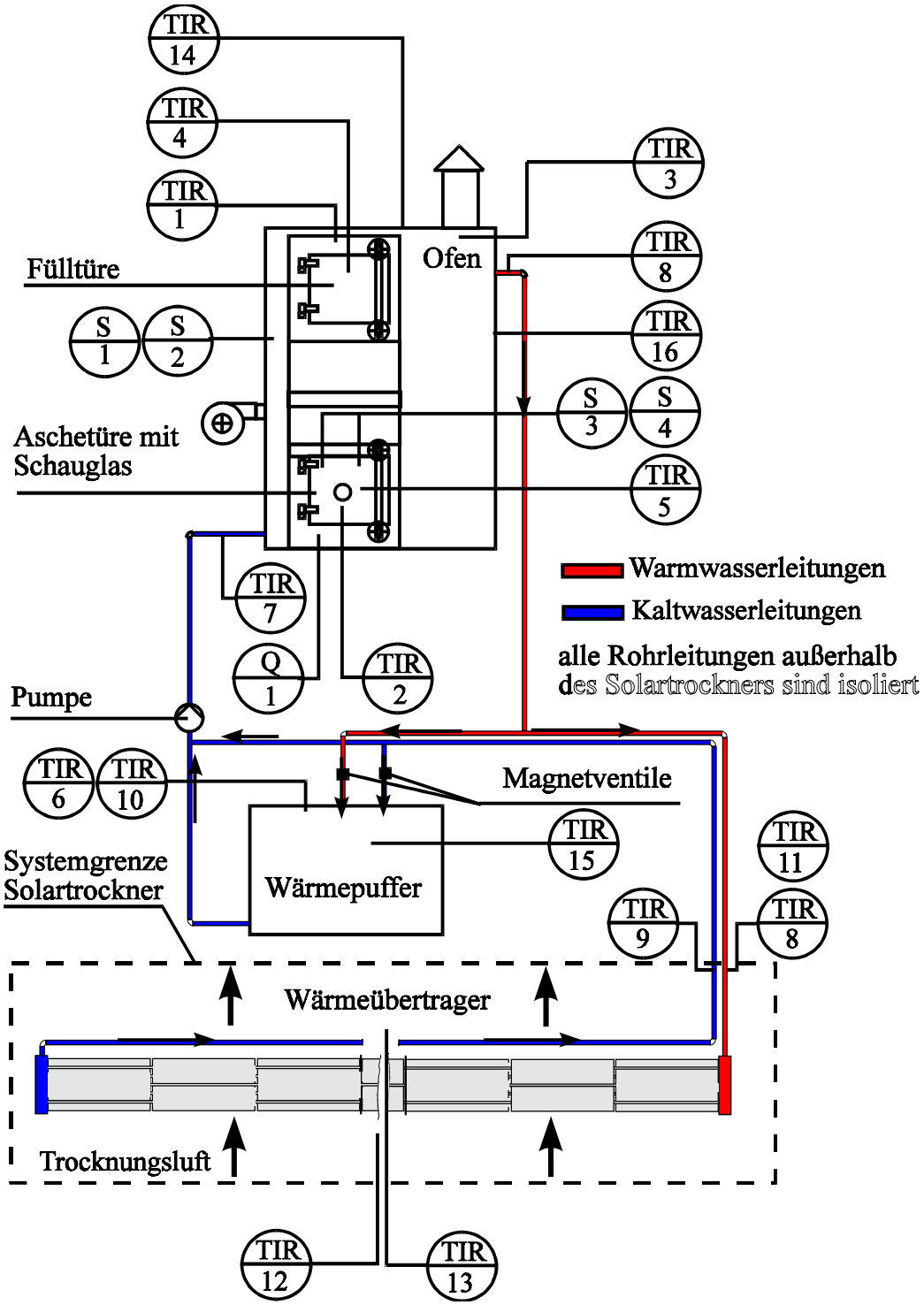


Bild 47: Schematische Darstellung des Heizungssystems und Anordnung der Meßstellen.

4.3.1. Funktionsschema und Meßstellenplan des Heizungssystems

Wie schon erwähnt setzt sich das Heizungsysytem **(Bild 47)** aus Ofen, Wärmepuffer und Wärmeübertrager zusammen.

Im Ofen wird dem Wasser Wärme zugeführt. Das warme Wasser strömt durch die Warmwasserleitung zum Wärmeübertrager, wo es seine Wärme an die Trocknungsluft abgibt. Das gekühlte Wasser wird durch die Kaltwasserleitung zum Ofen zurückgeführt.

Produziert der Ofen mehr Wärme als vom Trockner benötigt wird, wird das Magnetventil in der Warmwasserleitung vor dem Wärmepuffer geöffnet. Das warme Wasser strömt in den Wärmepuffer. Vom Wärmepuffer zum Ofen wird kälteres Wasser zurückgepumpt.

Wird vom Trockner mehr Wärme benötigt als vom Ofen augenblicklich erzeugt werden kann, was z.B. zwischen zwei Brennstoffbefüllungen möglich ist, wird das Magnetventil in der Kaltwasserleitung geöffnet (Warmwasserventil geschlossen). Das aus dem Wärmeübertrager kommende kalte Wasser strömt in den Wärmepuffer. Warmes Wasser aus dem Wärmepuffer gelangt durch die entsprechenden Rohrleitungen über den Ofen zum Wärmeübertrager, wo es seine Wärme abgibt.

Zur Ermittlung von Temperaturverläufen, Leistung, Wirkungsgrad und Verlusten wurde die Temperatur an 16 verschiedenen Stellen mit Hilfe einer computergestützten Meßwerterfassung gemessen und registriert. Die Abgaswerte (CO und CO_2) wurden entsprechend dem vorgegebenen Meßintervall abgelesen und notiert. Zur Abschätzung der Primär- und Sekundärluftmenge wurden die Strömungsgeschwindigkeiten in den Primär- und Sekundärluftkanälen von Hand gemessen und ebenfalls notiert. Bild 47 gibt Aufschluß über die Verteilung der Meßstellen am Heizungssystem. Im Anhang sind in einer Tabelle Meßstelle, Meßgröße, Meßort und Anzahl der Meßpunkte zusammengefaßt.

4.3.2. Temperaturmessung

Alle Temperaturen wurden mit $NiCr_2$-Ni-Thermoelementen gemessen, die entsprechend ihres Einsatzortes ummantelt waren. Die Toleranz beträgt ± 0,2 K.

Für die Messung von Oberflächentemperaturen wurden sogenannte Meßspinnen aus Thermoelementen hergestellt, d.h. es wurden mehrere Thermoelemente parallel geschaltet und somit die mittlere Oberflächentemperatur ermittelt. Alle Temperaturen wurden mittels eines Dataloggers vom Typ Fluke HYDRA und einem Personalcomputer automatisch erfaßt.

4.3.3. Rauchgasanalyse

Die CO und CO_2 Werte des Rauchgases wurden mit dem Gerät "Analysenrechner Codimeter 90" der Firma Arthur Grillo GmbH, Ratingen, gemessen.

4.3.4. Wassermassenstrom

Zur Bestimmung des Wassermassendurchsatzes durch das System wurde nach dem Kaltwassermagnetventil der gesamte Wassermassenstrom abgeleitet. Es wurde wie folgt vorgegangen:

1. Wärmepuffer teilweise entleeren
2. Markierung im senkrechten Abstand von 20 cm anbringen
3. Füllen des Wärmepuffers über beide Markierungen
4. Pumpe einschalten
5. Nach Absinken des Wasserspiegels auf die erste Markierung - Zeitmessung bis zum Erreichen der zweiten Markierung

Aus der Höhendifferenz, dem inneren Durchmesser des zylindrischen Wärmepuffers und dem gemessenen Zeitintervall wurde der Volumenstrom bestimmt. Der Massenstrom ergibt sich hieraus durch Multiplikation mit der Dichte des Wassers zu

$$\dot{m}_{H_2O} = 1{,}84 \ \frac{kg}{s} \qquad \textbf{(7)}$$

4.3.5. Wassergehalt des Holzes

Aus dem Brennholzvorrat wurden zunächst nach dem Zufallsprinzip Proben gezogen. Die Proben wurden gewogen und die feuchte Masse $m_{f,H}$ des Holzes bestimmt. Anschließend wurden die Proben im Trockenschrank zwei Tage bei 105 °C getrocknet. Nach dem Herausnehmen wurden die Proben nochmals gewogen und die trockene Masse des Holzes $m_{tr,H}$ bestimmt. Setzt man $m_{f,H}$ und $m_{tr,H}$ in **Gleichung (6)** ein, so erhält man den Wassergehalt U des Holzes. Der Wassergehalt lag zwischen 12 % und 16 %. Der mittlere Wassergehalt U_m wurde daher zu 14 % angenommen.

4.3.6. Heizwert H_u

Aus dem mittleren Wassergehalt U_m = 14 % des gelagerten Holzes und dem mittleren, unteren Heizwert $H_{u(wf)}$ = 18790 kJ/kg des wasserfreien Holzes berechnet sich der untere Heizwert H_u des feuchten Holzes mit **Gleichung (5):**

$$H_u = 15818 \text{ kJ/kg}$$

Da es sich bei dem verwendeten Brennholz hauptsächlich um Abfallholz handelt, das teilweise bereits etwas verrottet war, wurde gerechnet mit einem Heizwert von:

$$H_u = 15000 \text{ kJ/kg}$$

4.3.7. Verbrennungsluftmenge

Die für eine stöchiometrische Verbrennung erforderliche Verbrennungsluftmenge L_{min} kann in Abhängigkeit der Elementarzusammensetzung des Brennstoffes nach DIN 4702 [87] durch die folgender Beziehung berechnet werden:

$$L_{min} = \frac{(1{,}86C_f + 0{,}7S_f + 5055H_f - 0{,}7O_f)}{0{,}21} \qquad \textbf{(8)}$$

Der Index f bezieht sich auf den festen Brennstoff. Für die Elemente Kohlenstoff, Wasserstoff, Sauerstoff, Stickstoff und Schwefel werden die jeweils in der Elementaranalyse ermittelten Werte herangezogen. Würde im praktischen Betrieb jedoch nur diese Verbrennungsluftmenge zugeführt werden, käme es in Folge örtlich auftretenden Luftmangels zu erhöhten Emissionen und unvollständiger Verbrennung. Daher muß ein bestimmter Luftüberschuß vorherrschen, der durch die Luftverhältniszahl λ ausgedrückt wird. Sie ist definiert durch:

$$\lambda = \text{der Verbrennung zugeführte Luftmenge} / L_{min} \qquad \textbf{(9)}$$

4.3.7.1. Abschätzung der zugeführten Verbrennungsluftmenge anhand von Meßwerten

Zur Abschätzung der zugeführten Primär- und Sekundärluftmenge in Abhängigkeit der am Gebläse anliegenden Spannung, wurden die Luftgeschwindigkeiten in den Primär- und Sekundärluftkanälen bei unterschiedlicher Ventilatorspannung gemessen. Die Messung wurde per Hand mit einem Hitzdrahtanemometer durchgeführt. Für jeden Luftkanal gab es zwei unterschiedliche Meßstellen. Die Messungen wurden am leeren und vollen Ofen durchgeführt. Aus vorangegangenen Brennversuchen des Ofens hat es sich gezeigt, daß der Ofen mit der Primärluftklappenstellung 1/8 und ganz geöffneter Sekundärluftklappe am besten brennt. Die Primärluftklappenstellung 1/8 bedeutet, daß die Primärluftklappe 1/8 der freien Querschnittsfläche des Kanals frei gibt. Diese Einstellung hat sich auch bei allen nachfolgenden Versuchen bewährt. Die Meßwerte sind im Anhang in Form von Diagrammen dargestellt. Über die

Kontinuitätsgleichung kann aus den Meßwerten der jeweilige Luftmassenstrom berechnet werden.

$$\dot{m}_L = \rho_L \cdot A \cdot v \qquad \textbf{(10)}$$

ρ_L ist hierbei die Dichte der Luft und A die freie Querschnittsfläche des Luftkanals. Für den Primärluftkanal mit Klappenstellung 1/8 ist $A = A_P = 0{,}03\ m^2$ und für die beiden Sekundärluftkanäle $A = 2A_S = 3{,}2 \cdot 10^{-3}\ m^2$. Aus den Meßwerten, die in Diagrammen im Anhang dargestellt sind werden die Beziehungen für die mittlere Primär- und Sekundärluftgeschwindigkeit in Abhängigkeit der Gebläsespannung hergeleitet ($v_{(U)P}$, $v_{(U)S}$).

Für den leeren Ofen ergibt sich der Primärluftmassenstrom mit **Gleichung (10)** zu

$$\dot{m}_P = \rho_L \cdot A_P \cdot 0{,}0286 \cdot U - 1{,}64 \qquad \textbf{(11)}$$

und der Sekundärluftmassenstrom

$$\dot{m}_S = \rho_L \cdot A_S \cdot 0{,}0123 \cdot U - 0{,}564 \qquad \textbf{(12)}$$

Parallel hierzu folgt für den mit 150 kg Holz und 15 kg Holzkohle gefüllten Ofen der Primärluftmassenstrom zu

$$\dot{m}_P = \rho_L \cdot A_P \cdot 0{,}025 \cdot U - 1 \qquad \textbf{(13)}$$

und der Sekundärluftmassenstrom

$$\dot{m}_S = \rho_L \cdot A_S \cdot 0{,}0158 \cdot U - 0{,}66 \qquad \textbf{(14)}$$

4.3.8. Luftüberschußzahl λ

Zur Ermittlung von Lambda wird die minimale trockene Abgasmenge $V_{A\ tr\ min}$ benötigt, die sich wie folgt errechnet [87]:

$$V_{A\,tr\,min} = 1{,}85C_f + 0{,}68S_f + 0{,}8N_f - 0{,}79L_{min} \qquad \textbf{(15)}$$

Die Luftüberschußzahl λ kann sowohl über den Sauerstoffgehalt als auch über den Kohlenmonoxid- und Kohlendioxidgehalt im Abgas ermittelt werden. Die Berechnung erfolgt nach DIN 4702-T2 aus den Konzentrationen von CO und CO_2 im Abgas sowie dem minimalen trockenen Abgasvolumen $V_{tr\,min}$ und dem Luftbedarf L_{min} [87].

$$\lambda = 1 + \left(\frac{CO_{2\,max}}{(CO_2 + CO)_{gem.[Vol.\%]}} - 1 \right) \frac{V_{A\ tr\ min}}{L_{min}} \qquad \textbf{(16)}$$

$CO_{2\ max}$ ist die theoretisch höchstmögliche CO_2-Konzentration, die bei einer vollständigen Verbrennung auftreten kann und liegt bei der Holzverbrennung bei 20,3 Vol.-% [74].

4.3.9. Abgasvolumen

Aus der Elementaranalyse des Holzes wird in Anlehnung an die Gleichungen der DIN 4702-T2 das trockene Abgasvolumen je kg Brennstoff berechnet.

$$V_{A\ tr} = V_{A\ tr\ min} + (\lambda - 1)\ L_{min} \qquad \textbf{(17)}$$

4.3.10. Nutzwärmeströme

Als Nutzwärmeströme wird der vom Ofen erzeugte Wärmestrom, der vom Wärmepuffer aufgenommene bzw. abgegebene Wärmestrom und der vom Wärmeübertrager im Solartrockner an die Trocknungsluft übertragene Wärmestrom bezeichnet. Sie werden nach der direkten Methode berechnet.

$$\dot{Q} = \dot{m}_{H_2O} \cdot c_{H_2O} \cdot \Delta\vartheta \qquad \textbf{(18)}$$

Die Temperatur und Druckabhängigkeit der Wärmekapazität wird vernachlässigt. Sie wird als konstant angenommen. Die Wärmekapazität von Wasser wurde dem VDI-Wärmeatlas Abschnitt Db2 entnommen [88]:

$$c_{p(85\,°C)} = 4{,}2\ \text{kJ/kgK} \qquad \textbf{(19)}$$

Durch Einsetzen der entsprechenden Temperaturdifferenzen $\Delta\vartheta$ in **Gleichung (18)** erhält man den vom Ofen erzeugten Wärmestrom.

$$\dot{Q}_{Ofen} = \dot{m}_{H_2O} \cdot c_{H_2O} \cdot (\vartheta_{Ofen\ aus} - \vartheta_{Ofen\ ein}) \qquad \textbf{(20)}$$

Durch die Verwendung der Temperaturdifferenz $\Delta\vartheta_{Ofen}$ fließen die Wärmeverluste über die Ofenoberfläche mit in die Berechnung ein.

Die Wärmeströme vom Wärmepuffer und Wärmeübertrager erhält man entsprechend Gleichung (18) zu:

Wärmestrom Wärmepuffer:

$$\dot{Q}_{Puffer} = \dot{m}_{H_2O} \cdot c_{H_2O} \cdot (\vartheta_{WT\ aus} - \vartheta_{Ofen\ ein}) \qquad \textbf{(21)}$$

Wärmestrom Wärmeübertrager:

$$\dot{Q}_{WT} = \dot{m}_{H_2O} \cdot c_{H_2O} \cdot (\vartheta_{WT\ aus} - \vartheta_{WT\ ein}) \qquad \textbf{(22)}$$

4.3.11. Wärmeverluste durch Ofen- und Wärmepuffer - Oberfläche

An den Oberflächen des Ofens und des Wärmepuffers herrschen teilweise sehr unterschiedliche Oberflächentemperaturen. Deshalb werden die Flächen entsprechend ihrer Temperatur-

felder aufgeteilt. Für die Berechnung der Wärmeverluste durch frei Konvektion an der Ofen bzw. Wärmepufferoberfläche ist es notwendig die Flächen zusätzlich nach ihrer räumlichen Lage in vertikale und horizontale Flächen aufzuteilen. Die Aufteilung wurde wie folgt vorgenommen:

Vertikale Oberflächen:

- Stapel- und Kaminraum (0,4095 m^2)
- Türen, oben/unten (Fläche pro Türe 0,18 m^2)
- Wassertank des Ofens ohne Isolierung an der Vorderfront (0,3654 m^2)
- restlicher Ofen (4,5045 m^2)
- Wärmepuffer (2,945 m^2)

Horizontale, ebene Flächen:

- Stapel- und Kaminraum (0,654 m^2)
- Wärmepufferdeckel (1,13 m^2)

Die Wärmeverluste durch freie Konvektion werden nach [88] berechnet.

4.3.11.1. Wärmeverlust durch freie Konvektion

Die Wärmeübertragung bei freier Konvektion entsteht auf Grund von Dichteunterschieden meist als Folge von Temperaturunterschieden. Der mittlere dimensionslose Wärmeübergangskoeffizient wird in der Form

$$Nu = f(Gr \cdot Pr) \qquad \textbf{(23)}$$

mit der Nußelt-Zahl

$$Nu = \frac{\alpha \cdot l}{\lambda} \qquad \textbf{(24)}$$

und der Grashof-Zahl

$$Gr = \frac{g\ l^3}{\nu^2}\ \beta\ \Delta\vartheta \qquad \textbf{(25)}$$

beschrieben. Hierin ist Pr die Prandtl-Zahl, α der Wärmeübergangskoeffizient, l die Anströmlänge, g die Fallbeschleunigung, $\Delta\vartheta$ die Temperaturdifferenz zwischen Oberfläche und anströmendem Fluid, λ der Wärmeleitkoeffizient des Fluids und β der thermische Ausdehnungskoeffizient des Fluids. Das Produkt Gr · Pr wird auch als Rayleigh-Zahl Ra bezeichnet.

$$Ra = Gr \cdot Pr \qquad \textbf{(26)}$$

Bei der freien Konvektion wird die Dichte in der Bewegungsgleichung nur im Auftriebsterm als lineare Funktion der Temperatur angenommen (Boussinesq-Approximation) und alle übrigen Stoffwerte als konstant vorausgesetzt.

Durch Einführung des isobaren thermischen Ausdehnungskoeffizienten

$$\beta = -\ \frac{1}{\rho}\left(\frac{\partial\rho}{\partial T}\right)_p \qquad \textbf{(27)}$$

gilt nach Reihenentwicklung von $\rho(T)$ um den Referenzpunkt T_∞ und Vernachlässigung der Terme höherer Ordnung

$$\beta\ \Delta\vartheta = \frac{\rho_\infty - \rho_0}{\rho_\infty} \qquad \textbf{(28)}$$

Für ideale Gase gilt für Volumenänderung bei konstantem Druck bezogen auf 0 °C

$$\beta = \frac{1}{273} \qquad \textbf{(29)}$$

und damit für Volumenänderungen bezogen auf die Temperatur T_∞ im Fluid außerhalb der Grenzschicht

$$\beta = \frac{1}{T_\infty} = \frac{1}{273 + \vartheta_\infty} \qquad \textbf{(30)}$$

Die Stoffwerte λ, ν und Pr sind mit ihren Werten für die mittlere Temperatur

$$\vartheta_m = \frac{1}{2}\left(\vartheta_0 - \vartheta_\infty\right) \qquad \textbf{(31)}$$

einzusetzen.

4.3.11.2. Wärmeverlust durch vertikale Flächen

Der mittlere dimensionslose Wärmeübergangskoeffizient für den laminaren und auch turbulenten Strömungsbereich von $Ra = 10^{-1}$ bis $Ra = 10^{12}$ wird durch

$$Nu = \left\{0{,}825+0{,}387\left[Ra \cdot f_1(Pr)\right]^{\frac{1}{6}}\right\}^2 \qquad \textbf{(32)}$$

beschrieben. Die Funktion $f_1(Pr)$ berücksichtigt die Prandtl-Zahl im gesamtem Bereich $0{,}001 < Pr < \infty$

$$f_{1(Pr)} = \left[1+\left(\frac{0{,}492}{Pr}\right)^{\frac{9}{16}}\right]^{-\frac{16}{9}} \qquad \textbf{(33)}$$

Gleichung (33) gibt das Verhalten im Übergangsgebiet von der laminaren, in die turbulente Strömungsform ($10^8 \leq Ra \leq 10^9$) nicht exakt wieder. Für technische Anwendungen ist die Genauigkeit dieser Gleichung jedoch im gesamten Bereich der Rayleigh-Zahl ausreichend. Bei konstantem Wärmestrom durch die Oberfläche mit sich entsprechend einstellender Temperaturverteilung ist der Fehler nicht größer als 4 %.

Rechenschritte bei der Berechnung des Wärmeverlustes durch freie Konvektion an vertikalen Flächen:

1. Ermittlung der mittleren Grenzschichttemperatur der Luft $\vartheta_{m\,L}$ mit **Gleichung (31).**

2. Aus Tabellenabschnitt Db 16werden die Stoffwerte der Luft $\lambda_L(\vartheta_{m\,L})$, $\nu_L(\vartheta_{m\,L})$ und $Pr_L(\vartheta_{m\,L})$ ermittelt [88].

3. Luft wird als ideales Gas angesehen. Deshalb gilt mit der Umgebungstemperatur der Luft ϑ_∞für β **Gleichung (30)**

4. Mit der Ausströmlänge l = h, der kinematischen Viskosität der Luft, der Umgebungstemperatur und der jeweiligen Oberflächentemperatur ϑ_O wird die Grashof-Zahl nach **Gleichung (25)** ermittelt.

$$Gr = \frac{g\ h^3}{\nu_{(\vartheta L\,m)^2}}\ \beta\ (\vartheta_O - \vartheta_\infty) \qquad \textbf{(34)}$$

   Die Höhen der Ofenflächen sind im Anhang unter Technische Daten und Abmessungen des Unterbrandofens zu finden. Die Höhe des Wärmepuffers beträgt 0,75 m.

5. Berechnen der Rayleigh-Zahl aus (26 mit $Pr_L(\vartheta_{L\,m})$

6. Der Einfluß der Prandl-Zahl auf den Wärmeübergang wird durch **Gleichung (33)**

   $f_1(Pr_L(\vartheta_{L\,m}))$ berücksichtigt.

7. Die Nußelt-Zahl wird nach **Gleichung (32)** unter Berücksichtigung von Punkt 5 und 6 berechnet

8. Den Wärmeübergangskoeffizienten α erhält man nach Umformen von **Gleichung (24)** und mit l = h zu

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda_{(\vartheta_{L\,m})}}{h} \qquad \textbf{(35)}$$

9. Für die Berechnung des konvektiven Wärmestroms wird die bekannte Beziehung

$$\dot{Q} = A \cdot \alpha \cdot (\vartheta_O - \vartheta_\infty) \qquad \textbf{(36)}$$

benutzt. A ist die jeweils freie angeströmte Oberfläche

4.3.11.3. Wärmeverlust durch horizontale Flächen

Es wird hier nur der Wärmeverlust auf der Oberseite der horizontalen Flächen von Ofen und Wärmepuffer berechnet. Der Wärmeverlust nach unten über die Bodenflächen wird vernachläßigt. Bei Wärmeabgabe auf der Oberseite gilt für die Nußelt-Zahl

$$Nu = 0{,}766 \left[Ra \cdot f_{2(Pr_{L(\vartheta_{L\,m})})}\right]^{\frac{1}{5}} \qquad \textbf{(37)}$$

bei laminarer Strömung ($Ra \cdot f_2(Pr) \leq 7 \cdot 10^4$) und

$$Nu = 0{,}15 \left[Ra \cdot f_{2(Pr_{L(\vartheta_{L\,m})})}\right]^{\frac{1}{5}} \qquad \textbf{(38)}$$

für turbulente Strömung ($Ra \cdot f_2(Pr) > 7 \cdot 10^4$).

Die Funktion $f_2(Pr)$ berücksichtigt den Einfluß der Prandtl-Zahl im gesamten Bereich $0<Pr<\infty$

$$f_{2(Pr)} = \left[1+\left(\frac{0{,}322}{Pr_{L(\vartheta_{L\,m})}}\right)^{\frac{11}{20}}\right]^{-\frac{20}{11}} \qquad \textbf{(39)}$$

Die Anströmlänge l für die Berechnung der Grashof-Zahl und des Wärmeübergangskoeffizienten berechnet sich aus

$$l = \frac{L \cdot B}{2 \cdot (L + B)} \qquad \textbf{(40)}$$

bei Rechteckflächen und bei Kreisscheiben aus

$$l = \frac{D}{4} \qquad \textbf{(41)}$$

wobei L die Länge der Fläche, B die Breite und D der Durchmesser ist. Die Längen und Breiten der horizontalen Ofenflächen sind ebenfalls im Anhang unter Technische Daten und Abmessungen des Unterbrandofens zu finden. Der Durchmesser des Wärmepufferdeckels beträgt 1,3 m.

Die Rechenschritte bei der Berechnung des Wärmeverlustes durch freie Konvektion an horizontalen Flächen sind prinzipiell die gleichen wie im vorangegangenen Abschnitt. Es müssen nur die Beziehungen für $f(Pr)$, l und Nu entsprechend ausgetauscht werden.

4.3.11.4. Berechnung des Wärmeverlustes durch Strahlung

An den Oberflächen der Ofentüren werden im Betrieb Temperaturen von über 100 °C gemessen. Aus diesem Grunde wird für sie auch der Wärmeverlust durch Wärmestrahlung berechnet [88].

Für zwei parallele schwarze Oberflächen von gleicher Größe beträgt der durch Strahlung entstehende Wärmefluß

$$\dot{Q}_{1,2} = \sigma \cdot A \cdot \left(T_1^4 - T_2^4\right) \qquad \textbf{(42)}$$

σ ist hierbei eine Konstante mit dem Wert

$$\sigma = 5{,}67 \cdot 10^{-8}\ W/m^2K^4. \qquad \textbf{(43)}$$

Bei graustrahlenden Oberflächen mit den Emissionsverhältnissen ε_1 und ε_2 ergibt sich durch die zu beachtende Reflexion der Zusammenhang

$$\dot{Q}_{1,2} = C_{1,2} \cdot A \cdot \left(T_1^4 - T_2^4\right) \qquad \textbf{(44)}$$

Dabei wird

$$C_{1,2} = \frac{\sigma}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1} \qquad \textbf{(45)}$$

als Strahlungsaustauschzahl bezeichnet. Diese wird durch die Geometrie und ε bestimmt. Für den Strahlungsaustausch zwischen zwei unterschiedlich großen Flächen gilt für $C_{1,2}$

$$C_{1,2} = \frac{\sigma}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{A_1}{A_2} \cdot \left(\frac{1}{\varepsilon_2} - 1\right)} \qquad \textbf{(46)}$$

und für den Sonderfall $A_1 << A_2$ folgt

$$\mathbf{C_{1,2} = \varepsilon_1 \cdot \sigma.} \qquad \textbf{(47)}$$

Dieser Sonderfall ist hier gegeben da die Türen in die Umgebung abstrahlen. Setzt man **Gleichung (29)** in **Gleichung (26)** ein, so erhält man den Warmstrom durch Strahlung an die Umgebung

$$\dot{Q}_{1,2} = \sigma \cdot \varepsilon_1 \cdot \left(T_1^4 - T_2^4\right) \qquad \textbf{(48)}$$

Für das Emissionsverhältnis ε_1 wird das von Menningeanstrichen[3] verwendet mit

$$\mathbf{\varepsilon_M = 0{,}88.} \qquad \textbf{(49)}$$

[3] aus [22] Abschnitt Ka 4 und 5

Mit $\varepsilon_1 = \varepsilon_M$, $T_1 = (\vartheta_O+273)K$ und $T_2 = (\vartheta_\infty+273)K$ wird aus der (48 der Leistungsverlust durch Strahlung berechnet. ϑ_O ist hierbei die Oberflächentemperatur der Türen und ϑ_∞ die Umgebungstemperatur in °C.

4.3.12. Leistungsverlust durch die Abgase

4.3.12.1. Wärmeverlust durch freie Wärme der Abgase

Der Wärmeverlust über den trockenen Abgasvolumenstrom wird aus dem spezifischen Wärmeverlust q_a berechnet. Die Berechnung von q_a erfolgt nach **Gleichung (29).**

$$q_a = \frac{V_{A\,tr} \cdot c_{p\,A\,tr} + V_{H_2O\,D} \cdot c_{pH_2O\,D}}{H_u} \cdot (\vartheta_{Rauchgas} - \vartheta_\infty) \qquad \textbf{(50)}$$

$V_{H_2O\,D}$ = Volumen des Wasserdampfes aus dem feuchten Holz

$c_{p\,A\,tr}$ = Wärmekapazität des trockenen Rauchgases

$c_{p\,H_2O\,D}$ = Wärmekapazität des Wasserdampfes

Das Volumen des Wasserdampfes aus feuchtem Holz, bezogen auf 1 kg Brennstoff wird aus der Dichte von Wasserdampf[4] bei 250 °C und der durchschnittlichen Holzfeuchte U = 14 % berechnet.

$$V_{H_2O\,D} = \frac{0{,}14}{0{,}4156} = 0{,}337 \ \frac{m^3}{kg\ [Brennst.]} \qquad \textbf{(51)}$$

Die Wärmekapazität des trockenen Rauchgases und des Wasserdampfes wird nach DIN 4702-T2 berechnet [87]. Für die so berechneten Wärmekapazitäten wird die Einheit Wh/m^3K angegeben.

[4] aus [87] Abschnitt Db2

Wärmekapazität Rauchgas:

$$c_{p\,A\,tr} = 0{,}361 + 0{,}008 \cdot \left(\frac{\vartheta_{Rauchgas}}{1000\ °C}\right) + 0{,}034 \cdot \left(\frac{\vartheta_{Rauchgas}}{1000\ °C}\right)^2 \qquad \textbf{(52)}$$

$$+\left[\ 0{,}085 + 0{,}91 \cdot \left(\frac{\vartheta_{Rauchgas}}{1000\ °C}\right) - 0{,}14 \cdot \left(\frac{\vartheta_{Rauchgas}}{1000\ °C}\right)^2\right] \cdot \frac{CO_{2\ gem.\ [Vol.\ \%]}}{100\ \%}$$

$$+\left[\ 0{,}3 \cdot \left(\frac{\vartheta_{Rauchgas}}{1000\ °C}\right) - 0{,}2 \cdot \left(\frac{\vartheta_{Rauchgas}}{1000\ °C}\right)^2\right] \cdot \left(\frac{CO_{2\ gem.\ [Vol.\ \%]}}{100\ \%}\right)^2$$

Wärmekapazität Wasserdampf:

$$c_{p\,H_2O\,D} = 0{,}414 + 0{,}038 \cdot \left(\frac{\vartheta_{Rauchgas}}{1000\ °C}\right) + 0{,}034 \cdot \left(\frac{\vartheta_{Rauchgas}}{1000\ °C}\right)^2 \qquad \textbf{(53)}$$

Durch Multiplikation von q_a mit dem Heizwert H_u und dem Holzmassenstrom kommt man zum Wärmestromverlust durch freie Wärme des Rauchgases

$$\dot{Q}_{Rauchgas} = q_a \cdot H_U \cdot \dot{m}_{Holz} \qquad \textbf{(54)}$$

Der Holzmassenstrom wird aus der Beziehung

$$\dot{m}_{Holz} = \frac{\dot{Q}_{Ofen}}{\eta_K \cdot H_U} \qquad \textbf{(55)}$$

berechnet.

Der Kesselwirkungsgrad η_K wird nachfolgend noch bestimmt.

4.3.12.2. Wärmeverlust durch unvollkommene Verbrennung

Der spezifische, auf den Heizwert bezogene, Verlust durch unvollkommene Verbrennung wird aus dem CO-Gehalt des Abgases nach DIN 4702 Teil 2 berechnet [87].

$$q_u = \frac{CO_{gem.\,[Vol.\,\%]} \cdot V_{A\,tr} \cdot 12{,}64 \cdot 10^4}{H_U} \qquad \textbf{(56)}$$

Hieraus gewinnt man durch Multiplikation mit dem Heizwert und dem Holzmassenstrom den Wärmeverluststrom durch unvollkommene Verbrennung.

$$\dot{Q}_u = q_u \cdot H_U \cdot \dot{m}_{Holz} \qquad \textbf{(57)}$$

4.3.13. Kesselwirkungsgrad

Der Kesselwirkungsgrad η_K wird nach der in DIN 4702 Teil 2 angegebenen indirekten Methode ermittelt [87]. In die Berechnung gehen der Heizwert und der Wassergehalt des Holzes, CO- und CO_2-Gehalt im Rauchgas, sowie die Rauchgastemperatur und die Umgebungstemperatur ein.

$$\eta_K = 1 - (q_a + q_u + q_s) \qquad \textbf{(58)}$$

Der Verlust durch Strahlung und Konvektion q_s wird berechnet aus der Summe der Ofenoberflächenverluste dividiert durch den Holzmassenstrom und den Heizwert.

$$q_s = \frac{\Sigma \dot{Q}_{Oberfläche}}{\dot{m}_{Holz} \cdot H_U} \qquad \textbf{(59)}$$

Die Beziehungen für den Holzmassenstrom **Gleichung (55)** und q_s sind über den Kesselwirkungsgrad miteinander wie folgt verknüpft:

$$\dot{m}_{Holz} = \frac{\dot{Q}_{Ofen}}{\eta_K \cdot H_U} = \frac{\dot{Q}_{Ofen}}{\left[1 - \left(q_a + q_u + q_s\right)\right] \cdot H_U} \qquad \textbf{(60)}$$

$$\dot{m}_{Holz} = \frac{\dot{Q}_{Ofen}}{\left[1 - \left(q_a + q_u + \frac{\Sigma \dot{Q}_{Oberfläche}}{\dot{m}_{Holz} \cdot H_U}\right)\right] \cdot H_U}$$

Der Holzmassenstrom muß somit iterativ aus **Gleichung (60)** berechnet werden. Es wurde festgelegt, daß der Änderungshöchstwert für den Holzmassenstrom nicht größer als 10^{-6} kg/s sein darf. Der Holzmassenstrom bei dieser Anlage liegt in der Größenordnung 10^{-2} kg/s.

Bei der Berechnung des Kesselwirkungsgrades wurden die Wärmeverluste des Ofens auf der Unterseite sowie die durch brennbare Verbrennungsrückstände in der Asche entstehenden Verluste vernachlässigt. Eine Abschätzung ergab, daß sich unter Berücksichtigung der vernachlässigten Verluste der Kesselwirkungsgrad um max. 0,1 % ändern würde.

4.3.14. Gesamtwirkungsgrad

Der Gesamtwirkungsgrad η des Heizungssystems wird durch die Beziehung

$$\eta = \frac{\Sigma \dot{Q}_{Nutzen}}{\dot{m}_{Holz} \cdot H_U} \qquad \textbf{(61)}$$

definiert.

Temperaturmessungen zwischen der Wasserofenaustrittstemperatur und der Wasserwärmeübertragereintrittstemperatur ergaben eine Temperaturdifferenz von max. 0,1 °K. Dieser Wert liegt innerhalb der Meßungenauigkeit der verwendeten Thermoelemente. Aus diesem Grund können die Wärmeverluste über die wärmeisolierten Rohrleitungen vernachläßigt werden. Vernachläßigt man noch die elektrische Leistung die von der Wasserpumpe aufgenommen

wird (P_{el} < 1 kW) und die Verluste durch den Wärmepuffer, so ist der Gesamtwirkungsgrad η gleich dem Kesselwirkungsgrad.

Berechnungen des Gesamtwirkungsgrades η aus dem gesammelten Datenmaterial ergaben für die Differenz der beiden Wirkungsgrade Werte, die kleiner als 1,5 % waren ($(\eta_K - \eta) <$ 1,5 %). Berücksichtigt man, daß sicherlich alle durchgeführten Messungen und Berechnungen mit einem Fehler dieser Größenordnung behaftet sind, ist es gerechtfertigt, wenn im weiteren Verlauf dieser Arbeit auf die Darstellung des Gesamtwirkungsgrades verzichtet wird.

4.4. Inbetriebnahme und durchgeführte Optimierungsmaßnahmen

4.4.1. Inbetriebnahme der Heizungsanlage

Vor der ersten Inbetriebnahme des Heizungssystems mußte der Wassermantel des Ofens nach innen und außen abgedichtet, sowie für die Betriebssicherheit notwendige Meß- und Regeleinheiten angebracht werden. Am Trocknungsluftwärmeübertrager mußte der Wasserverteiler und -sammler angefertigt werden. Ferner wurde das Rohrleitungssystem dimensioniert und damit verbunden die Verschaltung von Ofen, Wärmepuffer und Trocknungsluftwärmeübertrager festgelegt.

4.4.2. Durchgeführte Optimierungsmaßnahmen

4.4.2.1. Ofen

Nach der ersten Inbetriebnahme des Heizungssystems wurde die wärmeübertragende Fläche des Ofens durch Erweiterung des Wassertanks vergrößert. Um die Verbrennung zu verbessern, wurden die Primär- und Sekundärluftkanäle erweitert. Zur Verringerung der Wärmeverluste an die Umgebung wurde der Ofen mit einer 5 cm dicken Schicht aus Mineralfaser wärmeisoliert, und die Türen wurden mit Schamottzement ausgegossen.

Bild 48: Ofen mit Isolierung.

In **Bild 48** ist der Ofen mit Isolierung zu sehen. Neben dem Ofen befindet sich der isolierte Wärmepuffer. Ebenfalls erkennbar sind die isolierten Rohrleitungen. Rechts neben dem Ofen ist auch der Schaltschrank für die Regelung des Ofens und der Solartrockners zu sehen.

Aus Versuchen mit unterschiedlich großen Brennspalten und verschiedenen geometrischen Abmessungen hat sich für den gewünschten Leistungsbereich ein Brennspalt mit einer Fläche von 180 cm^2 als optimal ergeben. Für die Breite des Brennspaltes haben sich 5 cm als gut erwiesen. Ist der Brennspalt zu schmal, verstopft er leicht. Ist er zu breit, bilden sich um ihn Trichter aus Asche und unverbranntem Brennmaterial.

Der Feuerungsrost aus Stahl und die Sekundärluftkanäle zeigten nach kurzer Zeit sehr große Verschleißerscheinungen **(Bild 49).**

Der Verschleiß ist im wesentlichen auf den verwendeten Stahl zurückzuführen. Der gesamte Ofen, und somit auch der Rost und die Sekundärluftkanäle, wurden aus nicht hitzebeständigem Stahl gefertigt. Hitzebeständiger Stahl ist vor Ort sehr teuer und schwer zu beschaffen. Durch die im Brennraum herrschenden hohen Temperaturen kohlt die Außenschicht des Stahls sehr stark auf und versprödet.

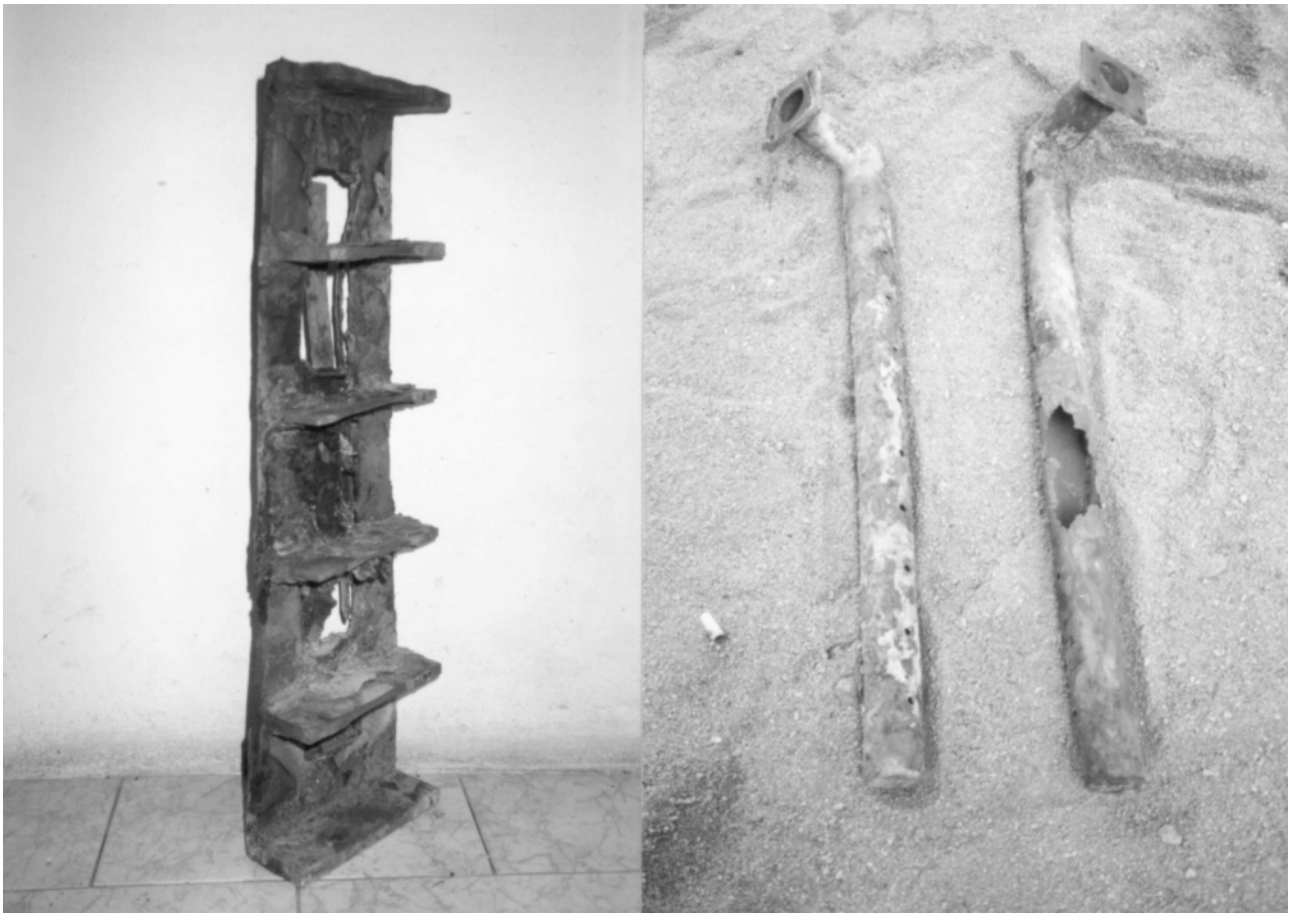


Bild 49: Feuerungsrost und Sekundärluftkanäle nach einer Betriebszeit von ungefähr 200 Stunden.

Die Folge hiervon ist, daß sich ganze Platten mit aufgekohltem und verbranntem Stahl von der Oberfläche lösen. Um die Betriebssicherheit des Ofens aufrecht zu erhalten, wurde als kurzfristige Lösung die maximale Brennraumtemperatur auf 900 °C begrenzt. Dadurch sinkt jedoch auch der Wirkungsgrad des Ofens ab. Die wassergekühlten Innenwände des Ofens zeigten, im Gegensatz zu Rost und Sekundärluftkanälen keinen Verschleiß.

Um das Materialproblem zu lösen, wurde ein Rost aus Schamottzement mit eingearbeiteten Sekundärluftkanälen entwickelt und gebaut **(Bild 50).** Die Abmessungen des Rostes sind im Anhang zufinden.

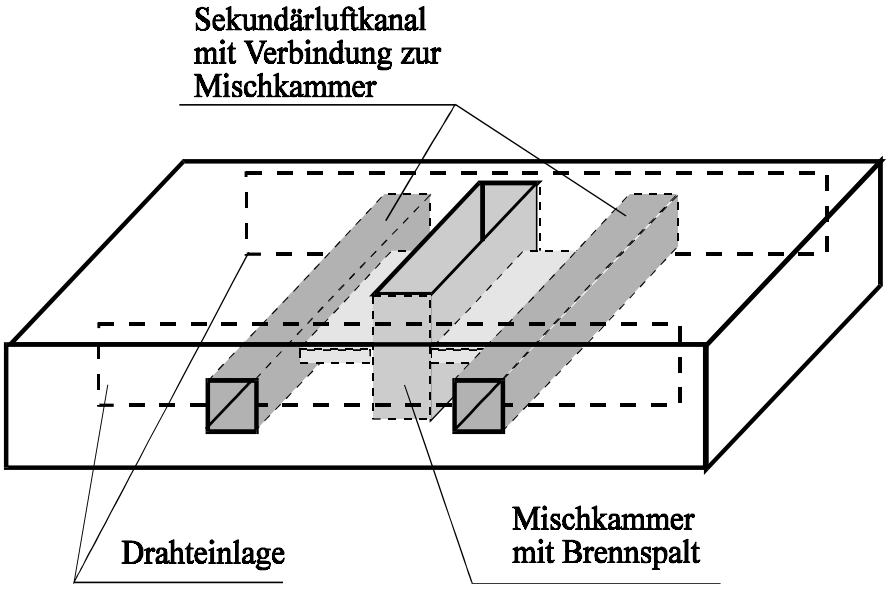


Bild 50: Schematische Darstellung des aus Schamottzement gegossenen Feuerungsrostes.

Durch die große Hitzebeständigkeit des Schamottes von über 1400 °C sind hohe Brennraumtemperaturen möglich. Die relativ hohe Wärmekapazität[5] ermöglicht die Ausbildung eines stabilen Glutbetts, wodurch der Verbrennungsvorgang unter konstanteren Temperaturen ablaufen kann. Durch die höheren und gleichmäßigeren Brennraumtemperaturen verbessern sich die Verbrennung, die Abgaswerte und der Wirkungsgrad. Während des Betriebs des Ofens mit dem Rost aus Schamott von ungefähr 250 Stunden konnten keinerlei Verschleißerscheinungen festgestellt werden.

Die Herstellung und der Einbau des entwickelten Rostes ist einfach. Die Kanäle (Kerne) werden aus Styroporplatten geschnitten, in eine Form mit den Außenabmessungen des Rostes gelegt und mit Schamottzement ausgegossen. Nach dem Trocknen wird der Rost entweder in einer Ziegelei oder im Holzkohlefeuer gebrannt. Durch das Brennen des Steins werden die Kerne zerstört und die Kanäle sind frei. Der Brennvorgang ist zum Erreichen der endgültigen Festigkeit des Rostes notwendig. Im Ofen wird der Rost auf seitlich an der gekühlten Brennraumwand angebrachte Halterungen aufgelegt. Nachteilig ist, daß das Material relativ stoßempfindlich ist.

---

[5] aus [88] Abschnitt Dea2: c = 835 J/kgK

4.5. Betriebsverhalten des Ofens

Das Klima im Solartrockner und auch der Ofen werden durch eine Mikroprozessorsteuerung geregelt. Dadurch kann der Trocknungsprozeß vollkommen automatisiert ablaufen. Zur Steuerung des Klimas im Solartrockner werden ständig die gemessenen Ist- mit den vorgegebenen Sollwerten der Feuchte und Temperatur der Trocknungsluft miteinander verglichen. Entsprechend der benötigten Wärme wird das 4-stufig regelbare Verbrennungsluftgebläse des Ofens von der Regelung geschaltet. Ist der Bedarf an Wärme im Trockner gedeckt oder steht genügend Solarenergie zur Verfügung, steht der Ofen still.

Die während verschiedenen Betriebsphasen des Ofens ermittelten Ergebnisse werden aus Gründen der Übersichtlichkeit in Diagrammform dargestellt. Die zeitlichen Mittelwerte, der wichtigsten Größen werden für die Beurteilung der Ergebnisse zusammengefaßt.

4.5.1. Vollastbetrieb

Beispielhaft für den Vollastbetrieb wurden zwei Versuche ausgewählt. Diese beiden nachfolgend vorgestellten Vollastversuche wurden mit einer Holzeinwaage von je 150 kg gefahren. Die Primär- und Sekundärluftklappen wurden fixiert. Die Primärluftklappe gab ungefähr 1/8 des Primärluftkanalquerschnitts frei. Die Sekundärluftklappe war vollständig geöffnet.

Zur Erhöhung der Übersichtlichkeit der Diagramme wird nur der eigentlich interessierende quasi stationäre Zustand unter Vollast gezeigt. Auf die Darstellung der Anbrenn- und Ausbrandphase wird verzichtet. Das Zeitintervall zwischen zwei Messungen betrug eine Minute. Der in den Diagrammen abgetragene Zeitraum beträgt zwei Stunden. Bei den dargestellten Größen handelt es sich um gemessene Absolutwerte und nicht um Mittelwerte. Vor und nach jedem Versuch wurde der Ofen gereinigt. Die Masse der nach jedem Versuch entnommenen Asche betrug beim ersten Vollastversuch 1,8 kg und beim zweiten Vollastversuch 2,1 kg.

4.5.1.1. Manuelle Regelung

Bei dem hier beschriebenen Vollastversuch wurde der Ofen manuell angefahren und betrieben. Nach Erreichen der maximalen Vorlauftemperatur von 90 °C (Wasserofenaustrittstemperatur) wurde das Gebläse auf Stufe I (90V) geschaltet. Die Stellung I des Gebläses wurde über die gesamte verbleibende Brenndauer beibehalten. Die zugeführte Verbrennungsluftmenge kann somit während dieser Zeit als konstant angesehen werden. Der stationäre Zustand wurde bei diesem Versuch schnell erreicht, da die gesamte Feuerungsanlage von einem vorangegangenen Versuch noch warm war. Nach dem Erreichen des stationären Zustands stellte sich eine klare, blaue, ungestörte Flamme ein.

Die Temperaturverläufe von Brennraum, Rauchgas, Rück- und Vorlauf sind in **Bild 51** über der Zeit dargestellt.

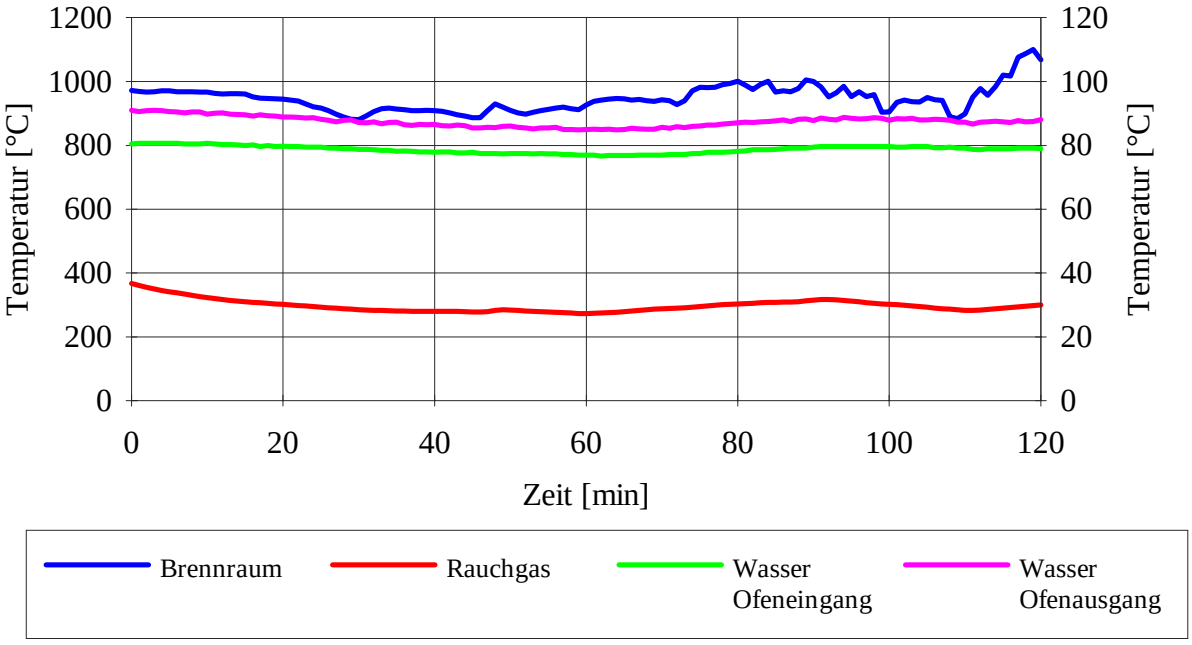


Bild 51: Temperaturverläufe am Ofen unter Vollast mit konstanter Verbrennungsluftmenge. Brennraum- und Rauchgastemperatur beziehen sich auf die linke und Vor- und Rücklauftemperatur auf die rechte Temperaturachse.

Auffallend ist der relativ konstante Verlauf der Brennraumtemperatur. Ihr Mittelwert liegt bei 950°C ± 50 °K (Ausnahme: Die letzten 5 Minuten des dargestellten Zeitraumes). Die gleich-

mäßigen Brennraumtemperaturen lassen vermuten, daß sich ein stabiles Glutbett ausgebildet hat und mit der zugeführten Primärluftmenge über den gesamten Beobachtungszeitraum aufrecht erhalten werden konnte. Die Wasserofeneingangs- und Ausgangstemperaturen (Rück- und Vorlauftemperaturen) sind ebenfalls nahezu konstant. Die Rauchgastemperatur stellt sich im Mittel auf einen relativ hohen Wert von 297 °C ein.

Im Bild 52 sind die in diesem Zeitraum vom Ofen erzeugten Wärmeströme dargestellt. Die Wärmeströme stellen sich gegenüber den Temperaturen verspätet auf den stationären Zustand ein, da der Wärmepuffer noch sehr viel Wärme aufnimmt **(vgl.Bild 55):** Wassertemperatur des Wärmepuffers). Im Ofenwärmestrom sind die Verluste über die Ofenoberfläche berücksichtigt. Daher ergibt die Addition vom Wärmepuffer- und Wärmeübertragerwärmestrom im Trockner den Ofenwärmestrom, den eigentlichen Nutzwärmestrom. Im Mittel werden vom Ofen 68 kW Nutzleistung erzeugt und 12 kW gehen über das Rauchgas verloren.

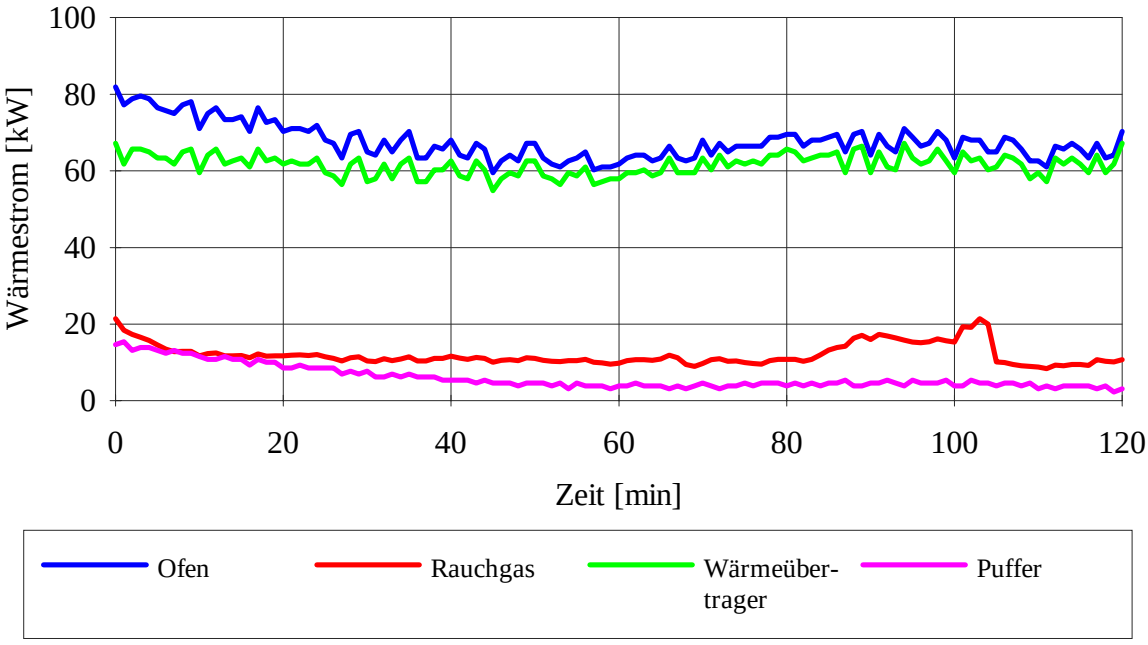


Bild 52: Darstellung der Wärmestromverläufe von Ofen, Wärmepuffer und Wärmeübertrager unter Vollast mit konstanter Verbrennungsluftmenge.

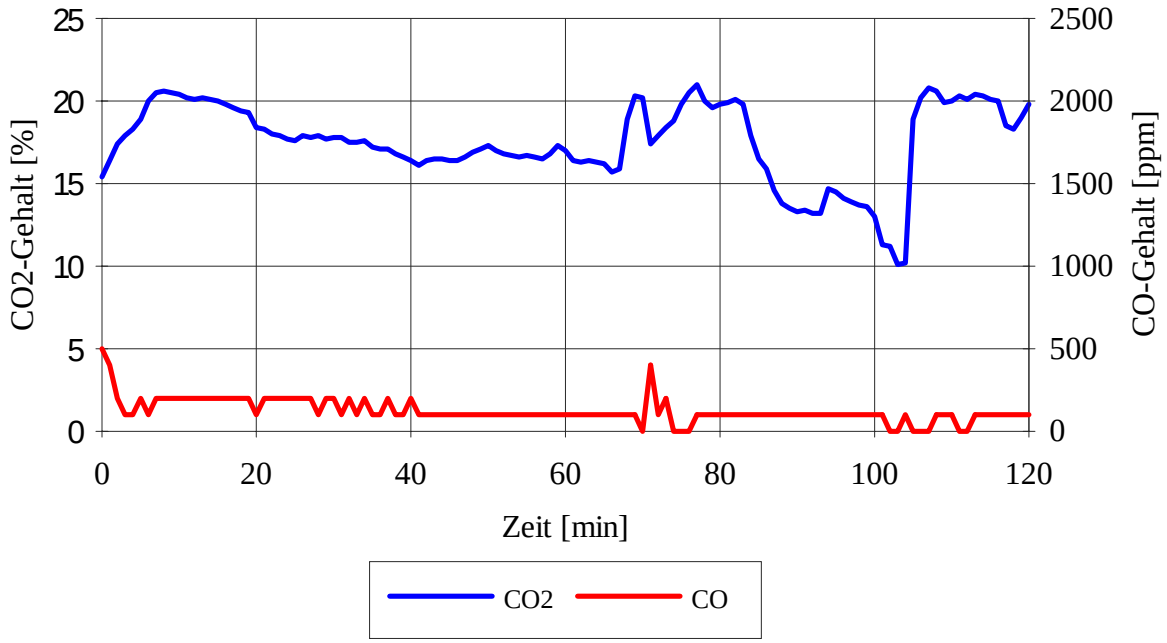


Bild 53: Verlauf der Emissionen von CO_2 und CO im betrachteten Zeitraum unter Vollast mit konstanter Verbrennungsluftmenge.

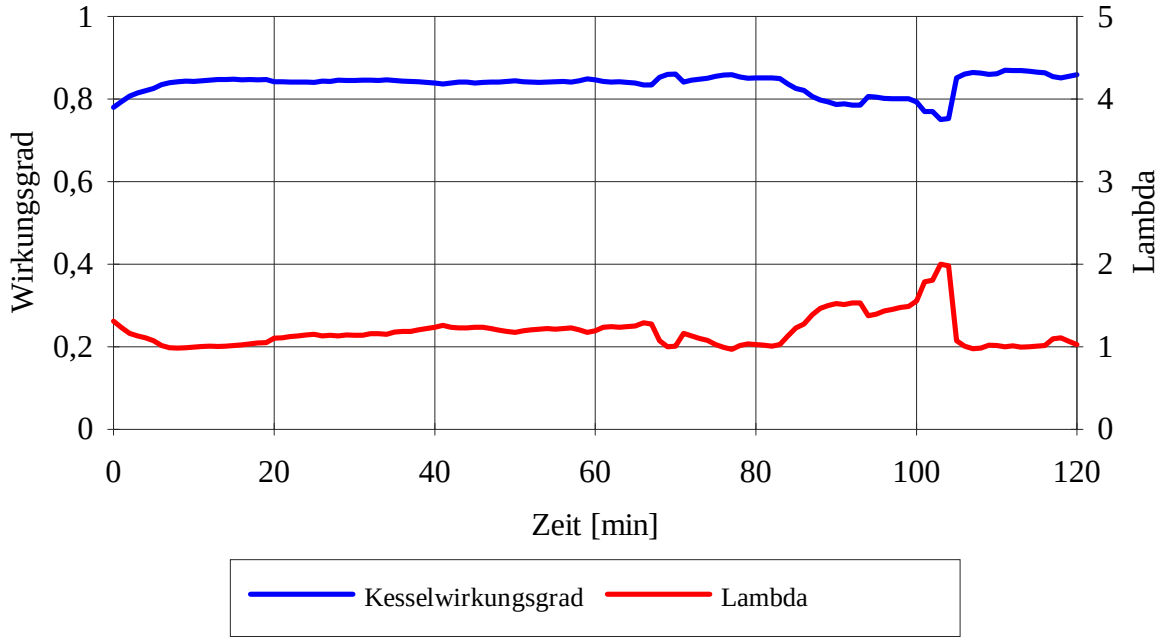


Bild 54: Verlauf des Kesselwirkungsgrades und der Luftüberschußzahl λ unter Vollast mit konstanter Verbrennungsluftmenge .

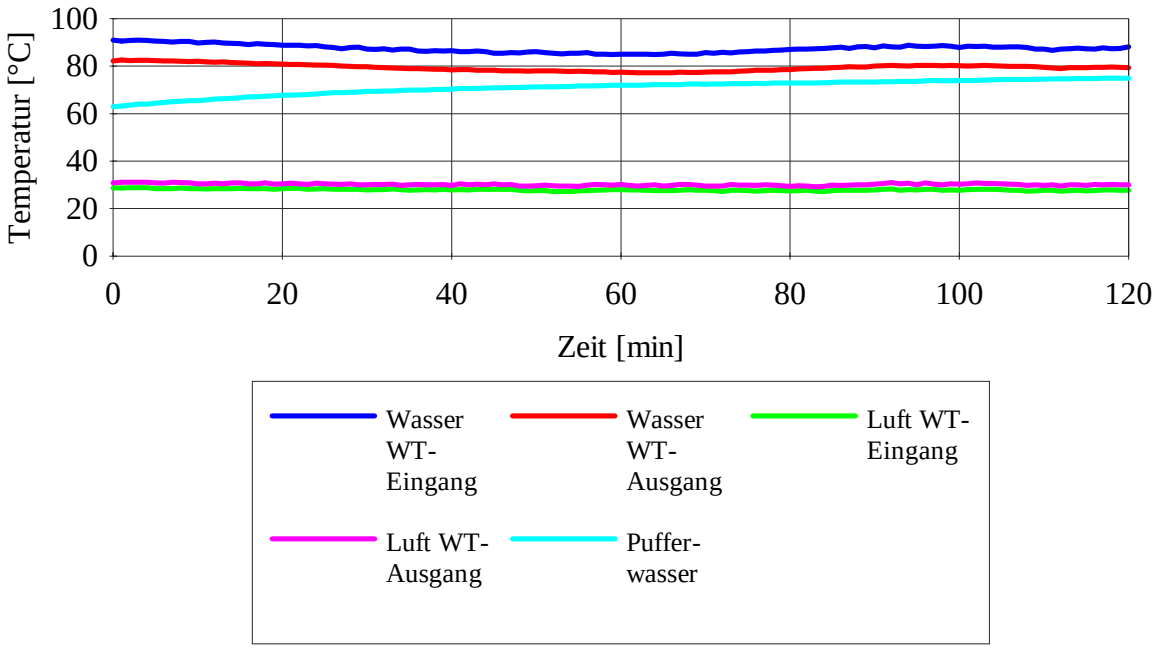


Bild 55: Verlauf der Wasser- und Lufttemperaturen am Wärmeübertrager sowie des Wärmepufferwassers unter Vollast mit konstanter Verbrennungsluftmenge.

Die CO- und CO_2- Emissionen liegen bei diesem Versuch im Mittel bei 17 % bzw. 123 ppm **(vgl. Bild 53).** Die hohen CO_2-Werte sind eine Folge eines Luftmangels (Sekundärluft). Bedingt dadurch ergibt sich eine niedrige Luftüberschußzahl λ von 1,18 **(vgl. Bild 54).** Der Kesselwirkungsgrad beträgt hierbei 84 %.

Die Aufteilung der Gesamtverluste ist in **Bild 56** prozentual dargestellt. Bedingt durch die relativ hohen Rauchgastemperaturen trägt die im Rauchgas enthaltene Restwärme mit 90 % zu den Gesamtverlusten bei. 9 % gehen über die Ofenoberfläche und 1 % über den Wärmepuffer verloren. Durch den geringen Kohlenmonoxidgehalt der Rauchgase sind die Verluste durch unvollständige Verbrennung so gering, daß sie nicht mehr im Prozentbereich liegen und daher auch nicht in Bild 56 berücksichtigt wurden.

Zusätzlich ist in **Bild 57** noch die Verteilung der Oberflächenverluste des Ofens dargestellt. Bedingt durch relativ hohe Oberflächentemperaturen tragen die Türen trotz ihrer geringen Oberfläche (bezogen auf die Gesamtoberfläche des Ofens) mit 67 % zu den Oberflächenverlusten bei.

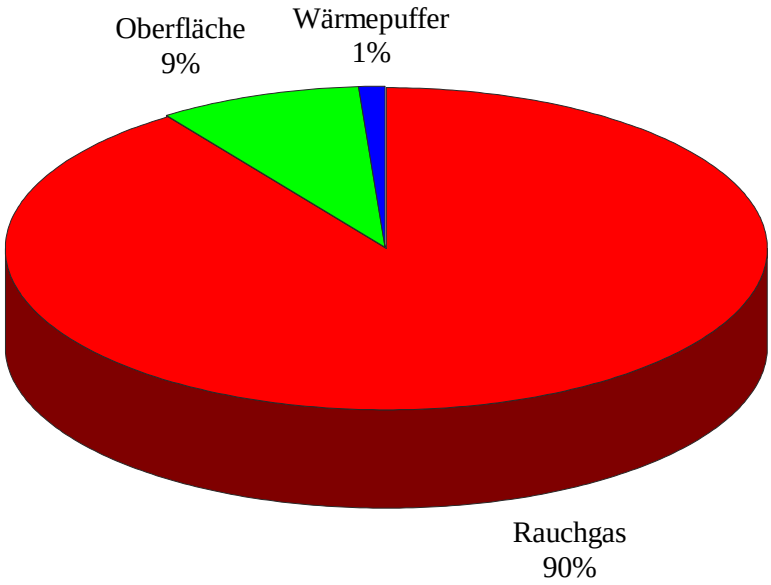


Bild 56: Prozentuale Verteilung der Gesamtverluste.

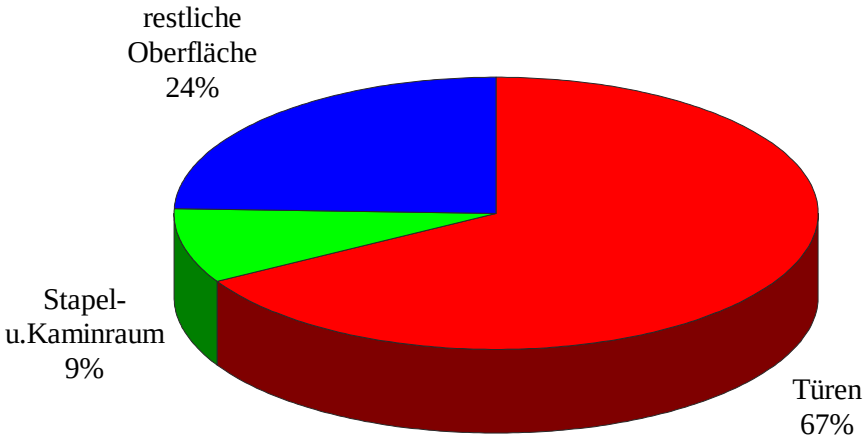


Bild 57: Prozentuale Verteilung der Oberflächenverluste.

4.5.1.2. Automatische Regelung

Bei dem hier beschriebenen Vollastversuch wurde der Ofen automatisch von der Mikroprozessorsteuerung geregelt bzw. unter Vollast betrieben. Hierzu wurden der Steuerung die Werte von Trocknungslufttemperatur und Feuchte entsprechend vorgegeben. Um die Betriebssicherheit zu gewährleisten wurde die maximale Vorlauftemperatur auf 92 °C begrenzt. Während des dargestellten Zeitintervalls von 2 Stunden wurde das Gebläse von der Regelung mehrmals zwischen den Stufen I und II geschaltet. Die komplette Heizungsanlage war vor Versuchsbeginn kalt, wodurch ein wirklich stationärer Zustand unter Vollast nur über eine Dauer von 40 Minuten erzielt wurde **(vgl. Bild 58).**

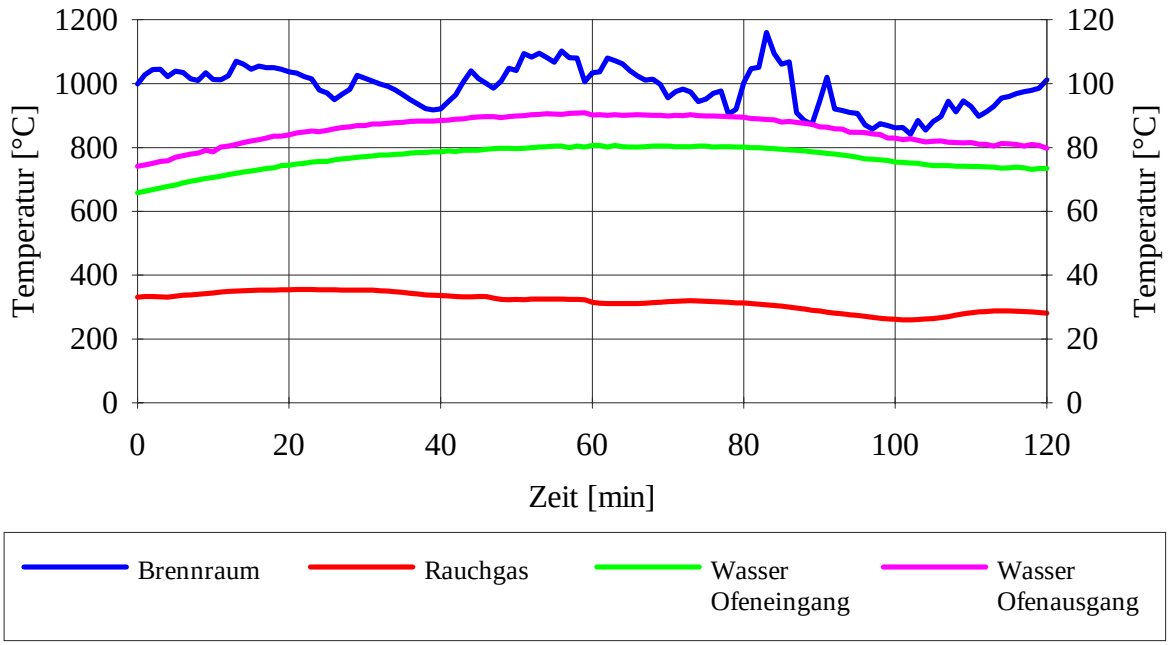


Bild 58: Temperaturverläufe am Ofen unter Vollast mit leistungsgeregelter Verbrennungsluftmenge. Brennraum- und Rauchgastemperatur beziehen sich auf die linke und Vor- und Rücklauftemperatur auf die rechte Temperaturachse (stationärer Bereich: 40 min < t < 80 min).

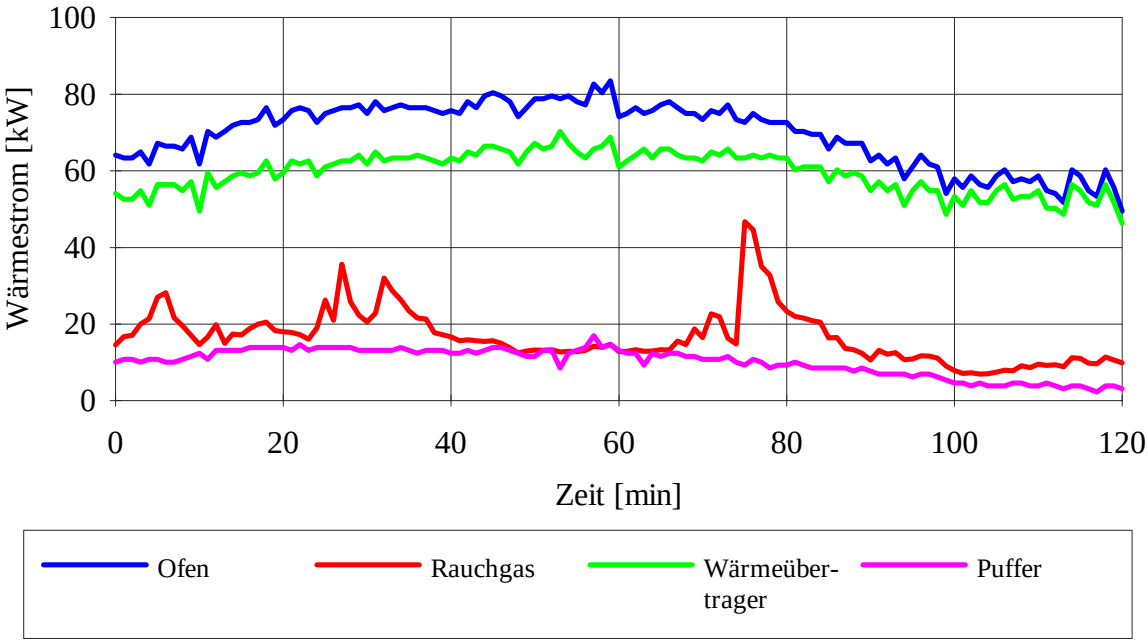


Bild 59: Darstellung der Wärmestromverläufe von Ofen, Wärmepuffer und Wärmeübertrager unter Vollast mit leistungsgeregelter Verbrennungsluftmenge (stationärer Bereich: 40 min < t < 80 min).

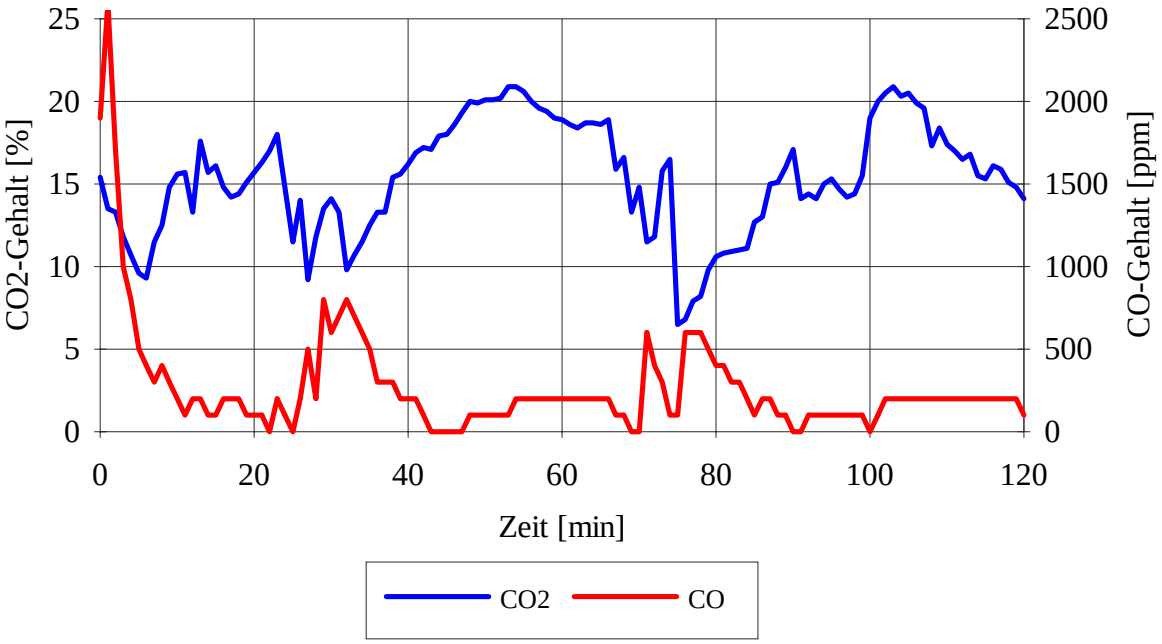


Bild 60: Verlauf der Emissionen von CO und CO_2 unter Vollast mit leistungsgeregelter Verbrennungsluftmenge (stationärer Bereich: 40 min < t < 80 min).

Innerhalb des Zeitintervalls 40 min < t < 80 min, in dem der Zustand des Heizungssystems als stationär bezeichnet werden kann, wurden Brennraumtemperaturen von über 1100°C gemessen **(vgl. Bild 58).** Die mittlere Brennraumtemperatur beträgt hierbei 1014 °C und die Vorlauftemperatur 90 °C. Wie beim vorangegangenen Vollastversuch mit manueller Regelung ist auch hier die Rauchgastemperatur mit durchschnittlich 321 °C sehr hoch.

Im Mittel wird eine Nutzleistung von 77 kW vom Ofen erzeugt **(Bild 59)**, sie liegt somit um 9 kW über der des vorangegangenen Vollastversuchs. Von dem vom Ofen erzeugten Nutzwärmestrom nimmt der Wärmepuffer 12 kW auf und der Wärmeübertrager gibt 65 kW an die Trocknungsluft ab. Die Rauchgaswärmeverluste betragen in diesem Versuch 18 kW.

Die Emissionen verhalten sich ebenfalls ähnlich wie beim vorangegangenen Versuch. Der CO_2-Austoß bezogen auf das Abgasvolumen beträgt 16,5 %, und der CO-Gehalt 198 ppm. Die Folge dieser Abgaswerte ist ein kleiner Luftüberschuß von $\lambda = 1{,}3$ **(vgl. Bild 60 und Bild 61)**. Der Kesselwirkungsgrad wird bei diesem Versuch im Mittel zu 80 % berechnet. Der noch verbesserungsfähige Kesselwirkungsgrad ist eine Folge der hohen Rauchgastemperaturen.

In dem betrachteten Zeitintervall 40 min < t < 80 min traten zum Zeitpunkt t = 75 min bei der Brennraumtemperatur, dem Rauchgasverlustwärmestrom, den CO_2- und CO- Werten sowie bei der Luftüberschußzahl λ und dem Kesselwirkungsgrad Extremwerte auf. Sie sind mit Sicherheit auf die Ausbildung einer Brennstoffbrücke zurückzuführen. Bedingt durch die Brennstoffbrücke sank die Brennraumtemperatur ab. Durch die Brückenbildung hat sich das Abbrandverhalten und somit auch die Emissionswerte des Kohlenmonoxids verschlechtert. Bedingt durch die Brennstoffbrücke konnte für den Erhalt der Kesselleistung nicht mehr genügend Spaltgas freigesetzt werden. Da hierbei auch mehr Verbrennungsluft zugeführt wurde als benötigt, stieg die Luftüberschußzahl auf $\lambda > 3$ an. Das verschlechterte Abbrandverhalten wirkt sich direkt auf den Kesselwirkungsgrad aus, es werden Werte von $\eta_K < 60$ % erreicht.

Durch die hohen CO-Werte sank der CO_2-Gehalt im Abgas auf ca. 6 % ab. Da die Rauchgasverluste sehr eng mit den Emissionen von CO und CO_2 verknüpft sind, erreichen sie zu diesem Zeitpunkt ein Maximum von ca. 45 kW.

Betrachtet man das ganze dargestellte Zeitintervall von zwei Stunden, so traten zu den Zeitpunkten t = 6 min, 25 min, 27 min, und 33 min noch weitere kleinere Brennstoffbrücken auf. Festzuhalten ist, daß die Brückenbildung nie lange anhielt, und ein Eingreifen durch den Betreiber nie nötig war.

In **Bild 62** sind die Verläufe der Trocknungslufttemperatur, der Wasserein- und Austrittstemperatur vom Trocknungsluftwärmeübertrager sowie die Wärmepuffertemperatur dargestellt.

Die prozentuale Aufteilung der Verluste ist in den **Bild 63 und Bild 64** dargestellt. Sie unterscheiden sich nur unwesentlich vom vorangegangenen Versuch. Die Rauchgasverluste liegen hier um 2 %-Punkte höher. Der Wärmeverlust über die gesamte Ofenoberfläche beträgt 6 %. Die Verluste durch unvollständige Verbrennung betragen 1 % der Gesamtverluste. Ihre Erhöhung ist die Folge der leicht erhöhten CO- Werte des Abgases.

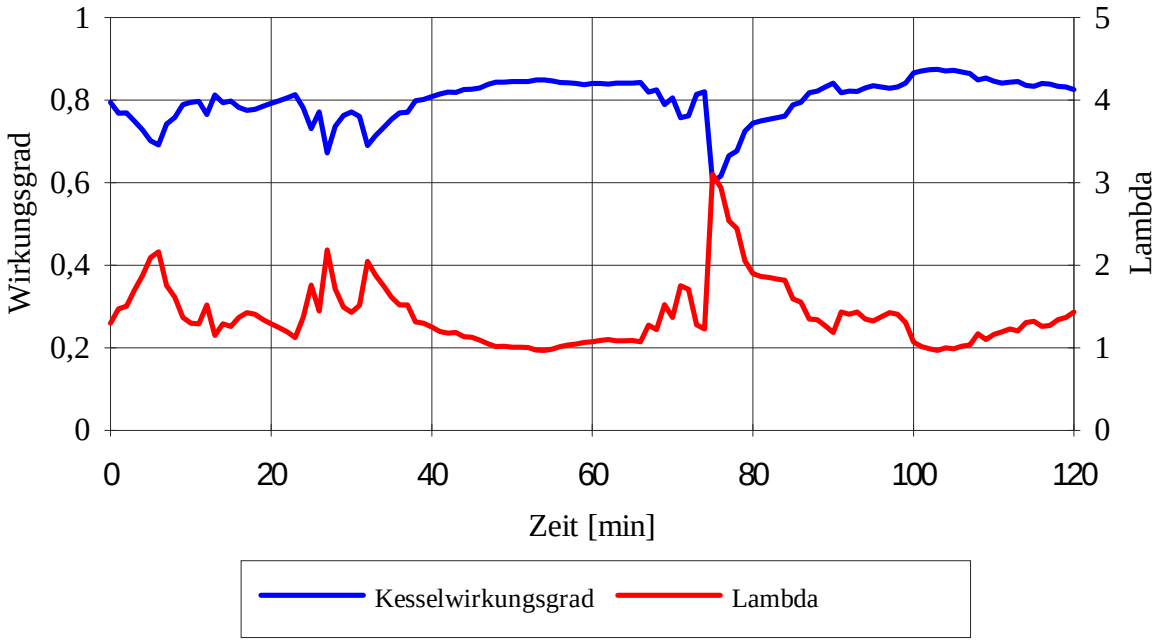


Bild 61: Darstellung des Verlaufs von Kesselwirkungsgrad η_K und Luftüberschußzahl λ unter Vollast mit leistungsgeregelter Verbrennungsluftmenge (stationärer Bereich: 40 min < t < 80 min).

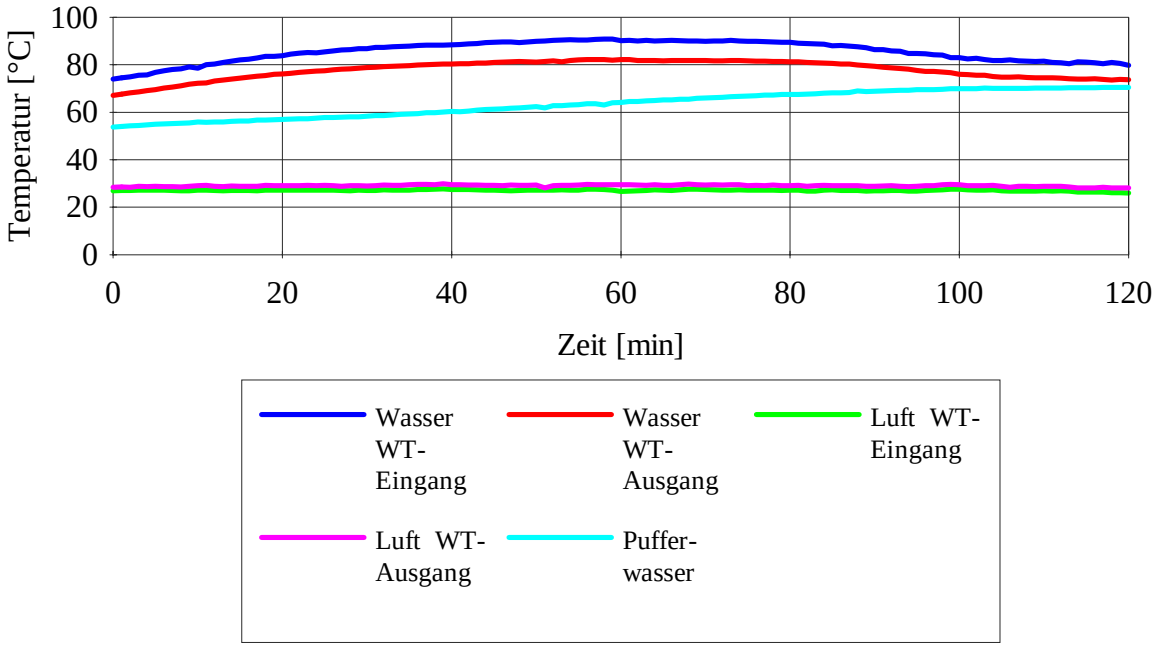


Bild 62: Verlauf der Wasser und Lufttemperaturen der Trocknungsluft am Wärmeübertrager sowie des Wärmepufferwassers unter Vollast mit leistungsgeregelter Verbrennungsluftmenge (stationärer Bereich: 40 min < t < 80 min).

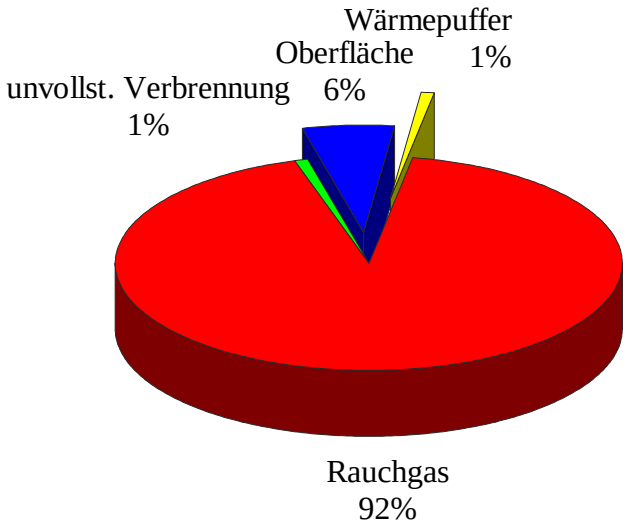


Bild 63: Prozentuale Verteilung der Gesamtverluste unter Vollast mit leistungsgeregelter Verbrennungsluftmenge.

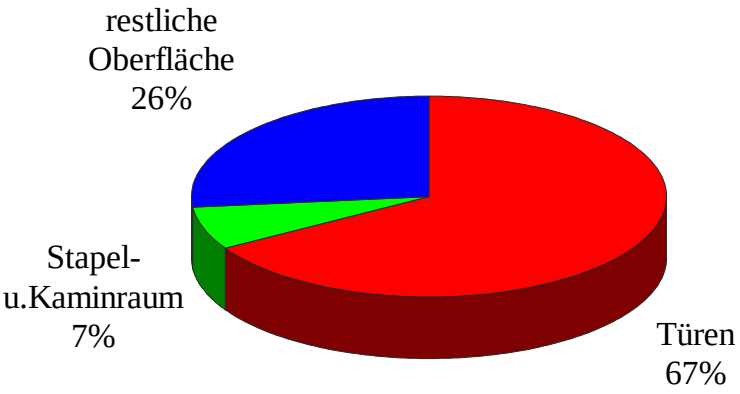


Bild 64: Prozentuale Verteilung der gesamten Oberflächenverluste des Ofens unter Vollast mit leistungsgeregelter Verbrennungsluftmenge.

4.5.2. Betriebsverhalten bei Teillastbetrieb

Das Betriebsverhalten bei Teillastbetrieb wird hier am Beispiel der Trocknung von Eukalyptusholz gezeigt. Aus den Daten eines vollständigen Trocknungsdurchganges von 24 Tagen wurden der Zeitraum vom 12.09.1997 (18 ^{00} Uhr) bis 14.09.1997 (7 ^{00} Uhr) herausgegriffen. Der Ofen wurde am 13.09.1997 um 7 ^{00} Uhr abgeschaltet, und um 18 ^{00} Uhr wieder in Betrieb genommen. Diese Zeitspanne wird in den Diagrammen nicht gezeigt. Der Ofen wurde am 12.09.1997 zu Beginn der Brennphase mit 150 kg Holz gefüllt. In der selben Nacht, um 1 ^{00} Uhr (13.09.1997) mußten nochmals 135 kg Holz nachgefüllt werden. Diese Holzmenge reichte dann bis zum Ende des dargestellten Zeitraumes aus.

In **Bild 65** sind die Temperaturverläufe von Brennraum, Rauchgas, Vor- und Rücklauf über der Zeit abgetragen. Deutlich zu erkennen ist das Regelverhalten. Wird im Trockner Wärme benötigt schaltet die Regelung den Ofen an. Der Ofen bleibt so lange angeschaltet, bis der Wärmebedarf des Trockners gedeckt ist. Parallel hierzu wird der Wärmepuffer gefüllt. Wird keine Wärme mehr benötigt, schaltet die Regelung den Ofen aus.

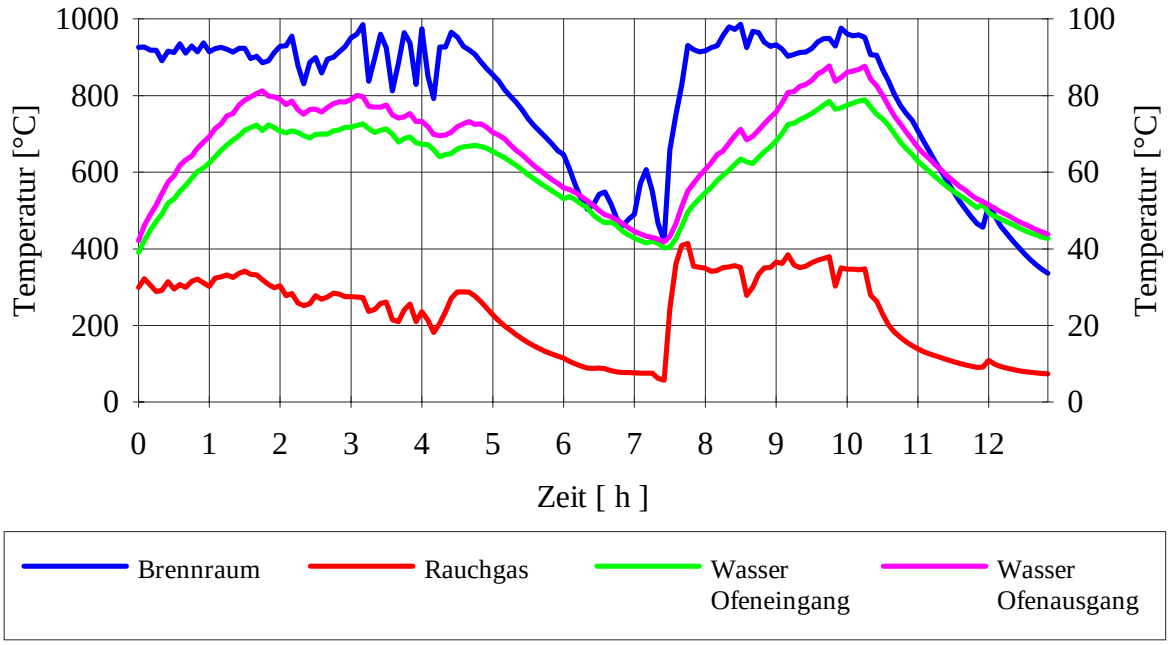
Bild 66 zeigt die erzeugten bzw. übertragenen Wärmeströme. Deutlich sichtbar wird hier die Arbeitsweise des Wärmepuffers. Sind die Werte des Pufferwärmestroms positiv, nimmt er Wärme auf, bei negativen Werten wird Wärme abgegeben.

Vergleicht man den vom Ofen erzeugten Wärmestrom mit dem vom Wärmeübertrager übertragbaren, erkennt man, daß zeitweise mehr Wärme an die Trocknungsluft übertragen wird, als vom Ofen erzeugt wurde. Dies ist genau dann der Fall, wenn der Wärmepuffer Wärme abgibt. Nimmt der Wärmepuffer Wärme auf, liefert der Ofen mehr Wärme als vom Wärmeübertrager an die Trocknungsluft abgegeben wird.

Sehr auffällig ist das Verhalten des Rauchgasverlustwärmestroms **(Bild 67).** Er ist, wie schon erwähnt sehr eng mit den Emissionen von CO und CO_2 **(Bild 68)** über die Luftüberschußzahl λ verknüpft. Die ständigen Lastwechsel im Teillastbetrieb sind mit hohen CO- Werten verbunden. Dies führt nicht nur zu großen Verlusten durch den Rauchgaswärmestrom. Die Verluste durch unvollständige Verbrennung (CO- im Rauchgas) steigen ebenfalls stark an. Brennt der Ofen über einen längeren Zeitraum in einem stationären Zustand (vgl. Bild 67 a: 2 h < t < 4 h), fallen die Verluste durch unvollständige Verbrennung und die über den Rauchgaswärmestrom stark ab. Die Emissionen von CO verhalten sich entsprechend. In der zweiten Hälfte von Bild 67 b: (t > 6) fallen die Werte der Verluste durch unvollständige Verbrennung unter 1 kW ab. Der CO- Ausstoß nimmt hierbei ebenfalls von zu Anfang durchschnittlich 3057 ppm auf 549 ppm ab. Dies ist sehr wahrscheinlich darauf zurückzuführen, daß ab diesem Zeitpunkt das Holz im Vorratsraum fast vollständig entgast ist und der Verbrennung fast nur noch Holzkohle zur Verfügung steht.

Bemerkenswert ist, daß obwohl nur eine Leistung von durchschnittlich 35 kW erzeugt wurde, was weniger als 50% der Vollastleistung darstellt, der mittlere Kesselwirkungsgrad dennoch mit 71 % sehr hoch liegt **(Bild 69).**

a:



b:

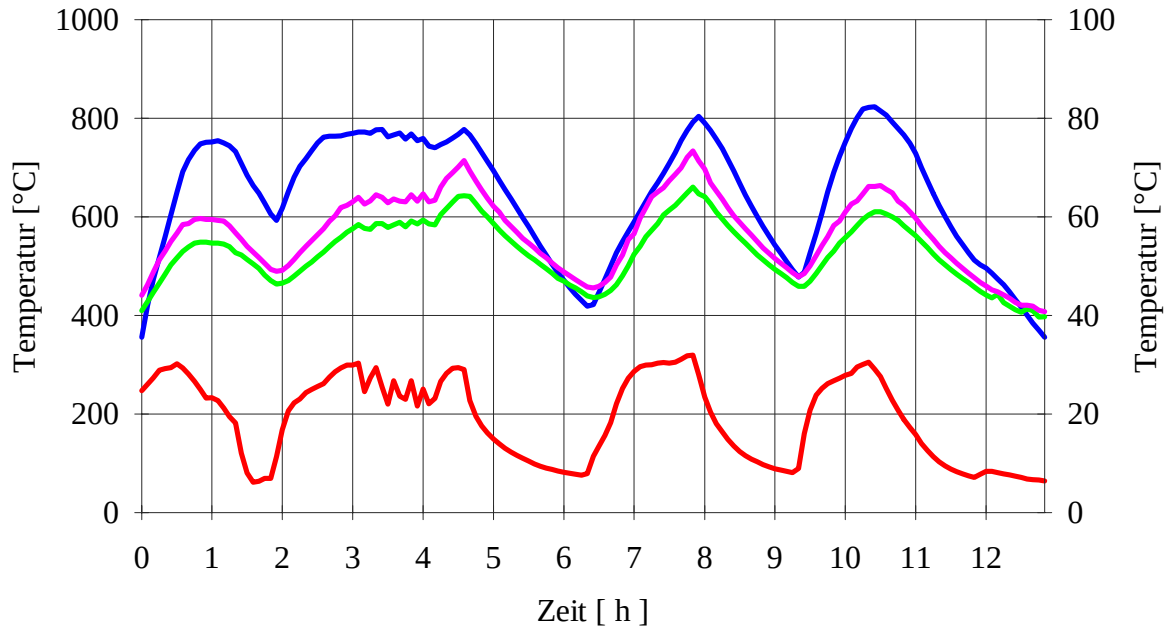
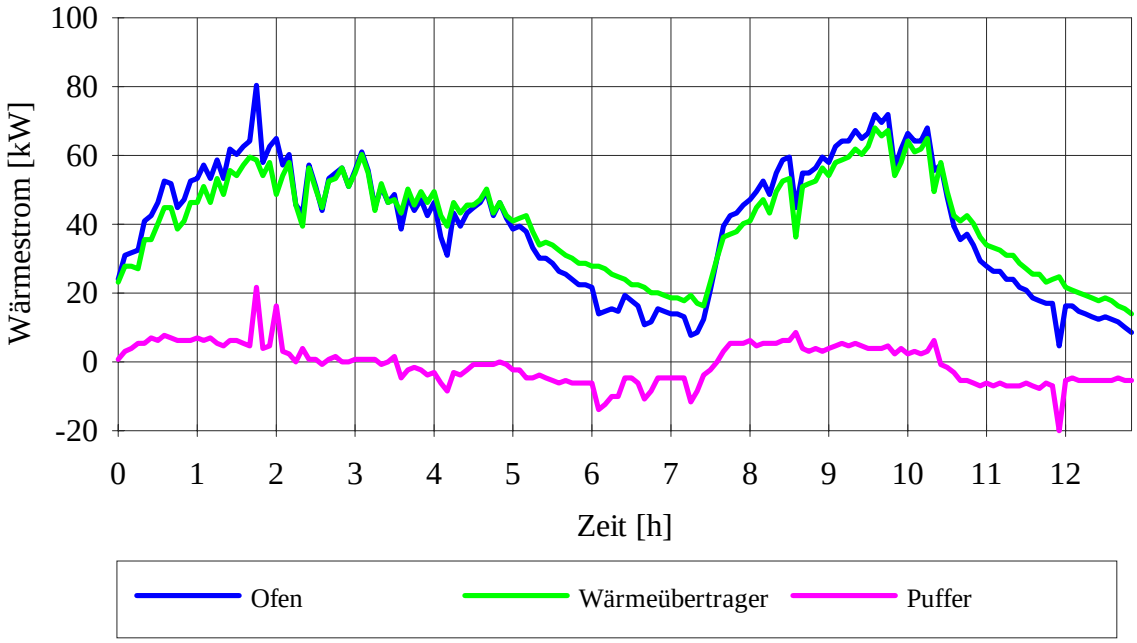


Bild 65: Temperaturverläufe am Ofen im Teillastbetrieb. Brennraum- und Rauchgastemperaturen beziehen sich auf die linke, die Rück- und Vorlauftemperaturen des Wassers auf die rechte Temperaturachse**.**

a:



b:

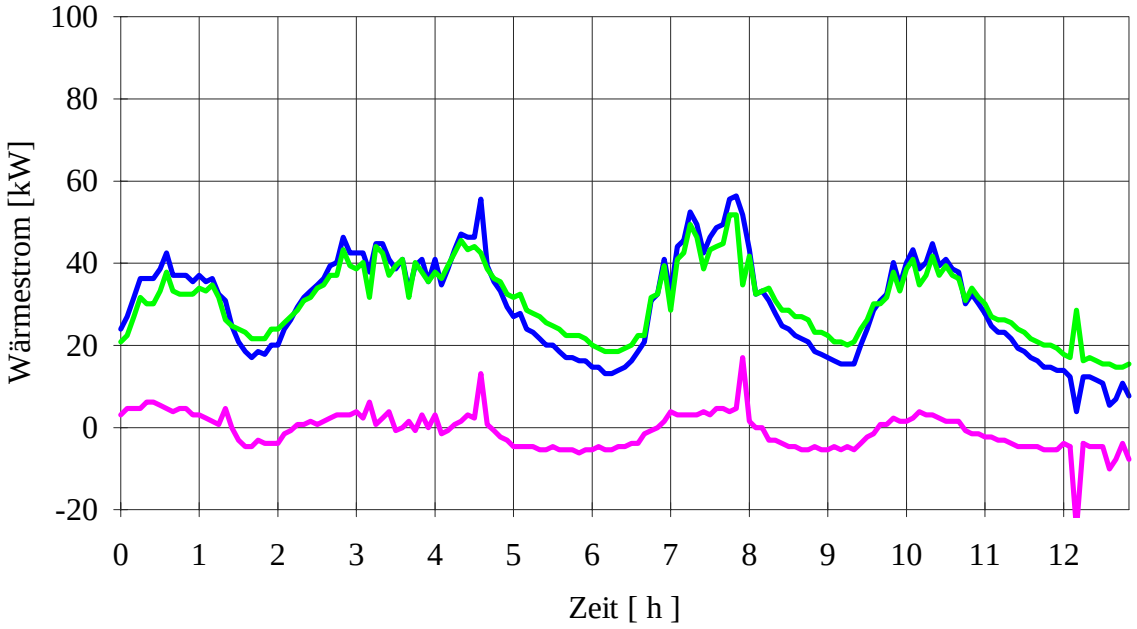
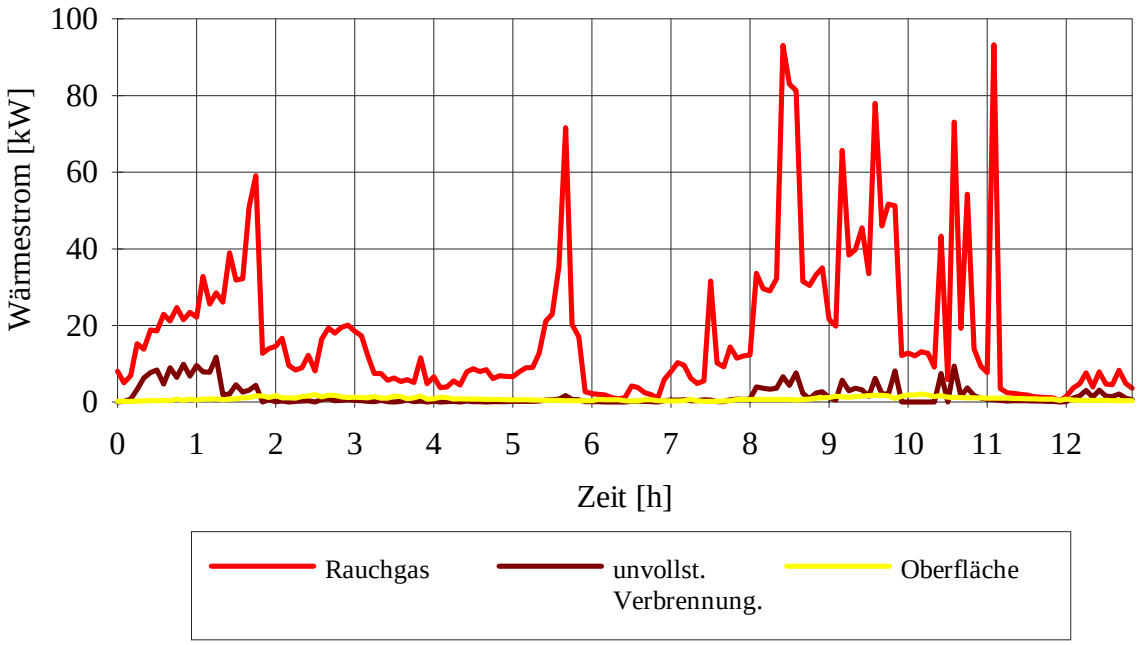


Bild 66: Verlauf des vom Ofen erzeugten, des vom Wärmeübertrager übertragenen sowie des vom Wärmepuffer unter Teillast abgegebenen bzw. aufgenommenen Wärmestroms.

a:



b:

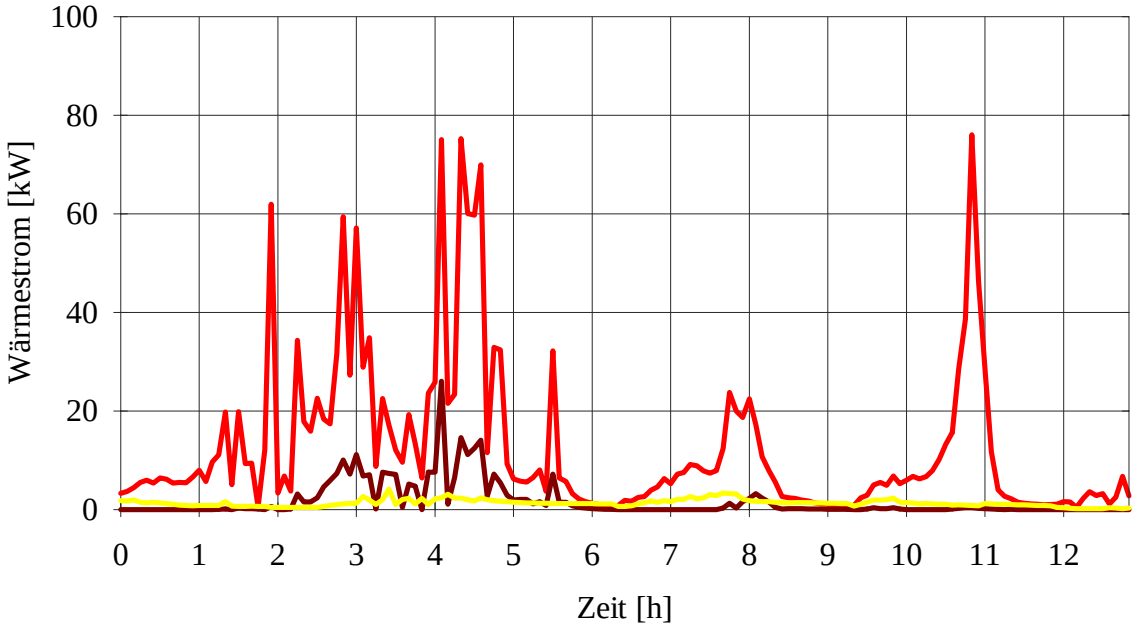
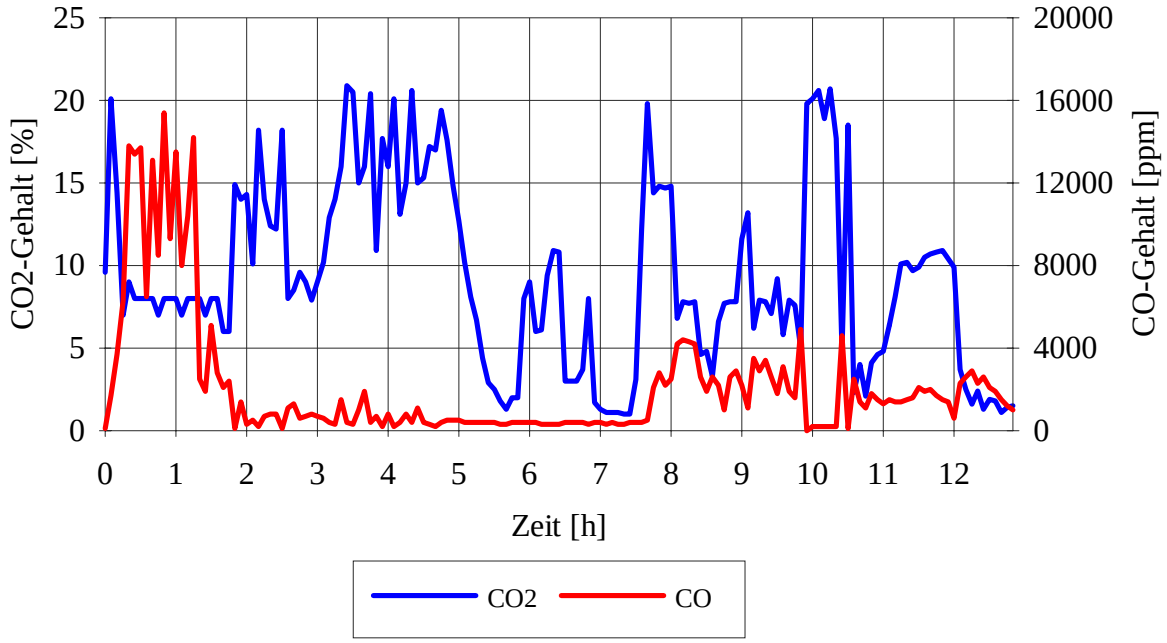


Bild 67: Verlauf der Verlustwärmeströme durch die freie Wärme des Rauchgases, durch unvollständige Verbrennung der Rauchgase und durch die Ofenoberfläche unter Teillastbetrieb.

a:



b:

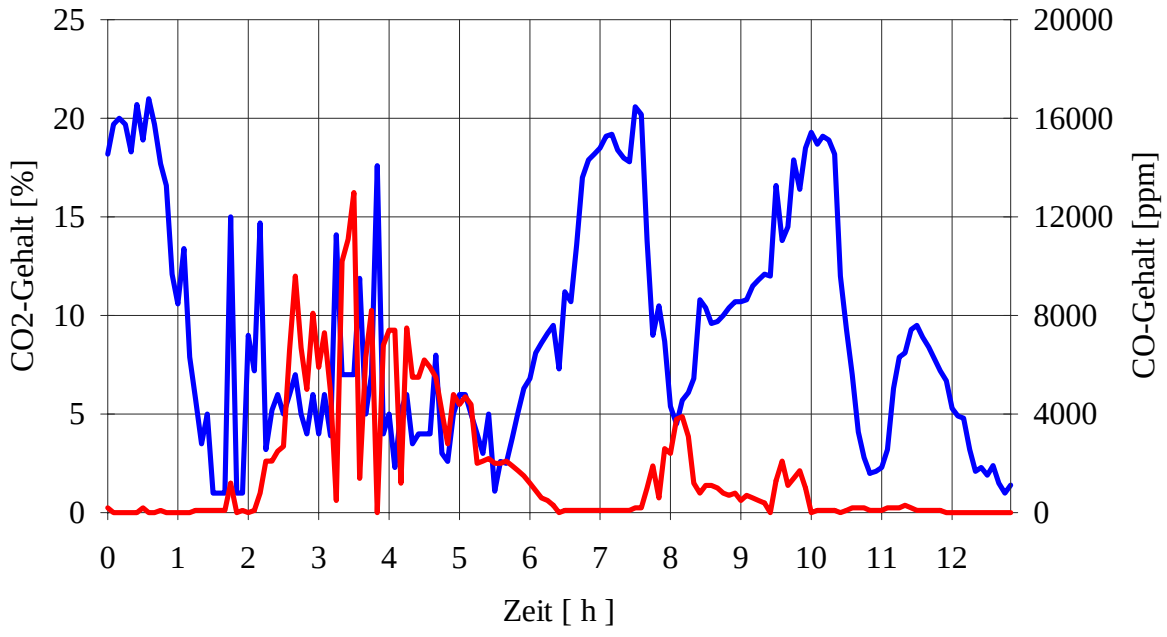
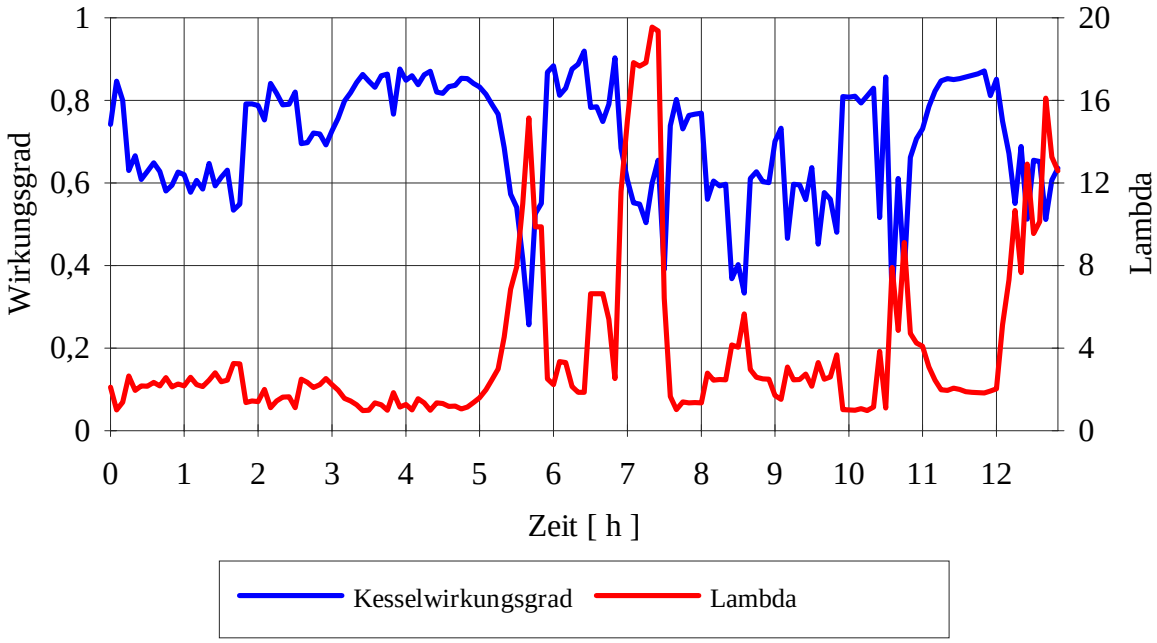


Bild 68: Verlauf der Emissionen von CO und CO_2 unter Teillast abgetragen.

a:



b:

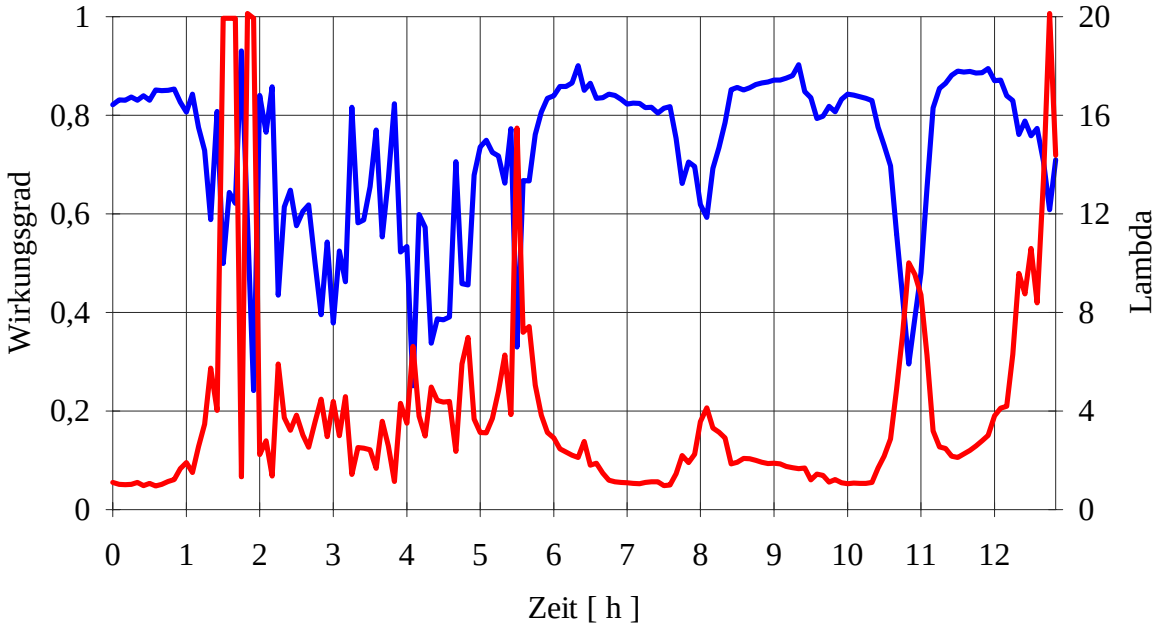
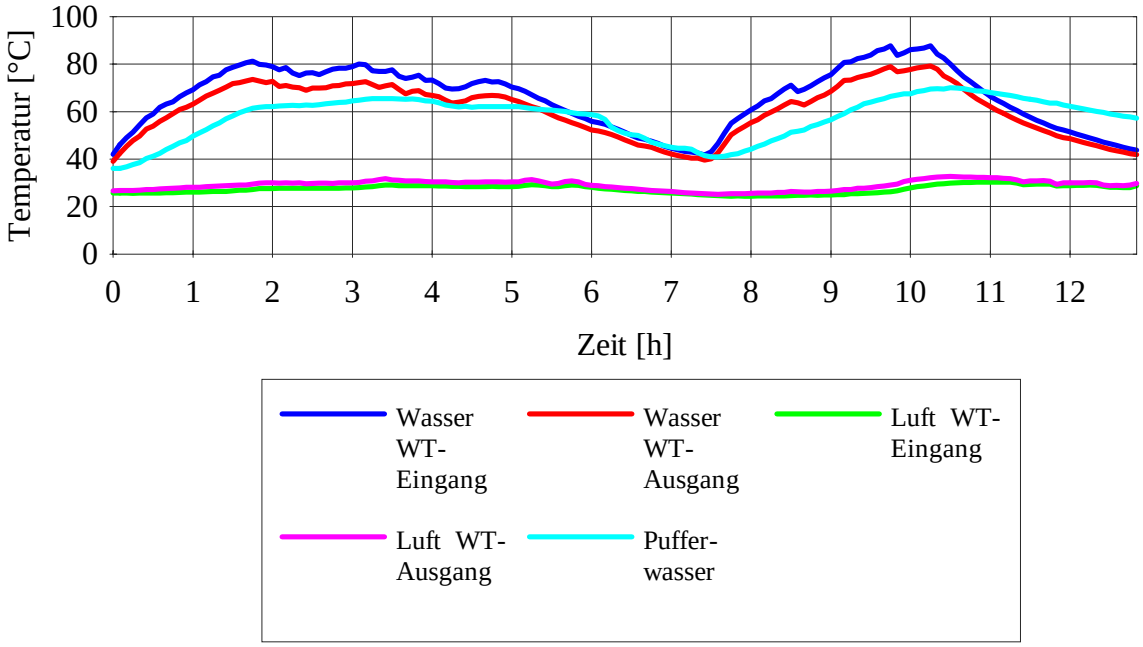


Bild 69: Verlauf des Kesselwirkungsgrades und der Luftüberschußzahl unter Teillast.

a:



b:

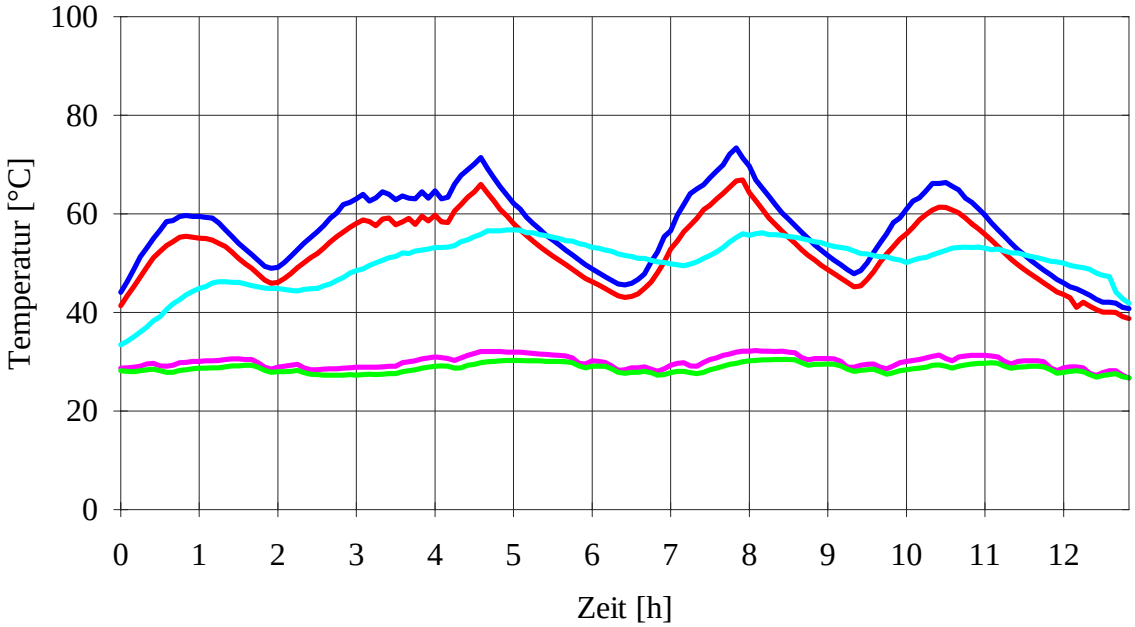


Bild 70: Darstellung des Verlaufs der Temperaturen von Wasser und Trocknungsluft am Wärmeübertrager und dem Wärmepufferwasser unter Teillast.

Aus den gewonnenen Ergebnissen folgt klar, daß der Ofen im dargestellten Zeitraum nicht ausgelastet war, wobei dies nicht typisch ist, sondern auf das in diesem Experiment sehr schonende Trocknungsregime und die außergewöhnlich günstige Witterung zurückzuführen ist. Klar festzuhalten ist auch, daß der Wärmepuffer für diesen Fall unterdimensioniert ist. Im Idealfall müßte er soviel Wärme aufnehmen, daß der Ofen unabhängig vom Wärmebedarf des Trockners mit Vollast durchgefahren werden kann und dann für mehrere Stunden ganz abgeschaltet wird.

Die Temperaturen am Wärmeübertrager sowie die Speicherwassertemperatur sind in Bild 70 dargestellt. Deutlich zu sehen ist, daß die Trocknungsluft über den gesamten Zeitraum bei der eingestellten Temperatur von konstant 30 °C gehalten werden konnte. Dies ist im Hinblick auf die Güte der Trocknung sehr wichtig, da es sich vielfach um sehr empfindliche Trocknungsgüter handelt. Schon kurzzeitige Klimaänderungen im Trockner können zu großen Qualitätseinbußen und damit verbunden zu hohen finanziellen Verlusten führen. Es ist mit Hilfe des Ofens möglich im Trockner ein konstantes und optimales Klima auf dem gewünschten Temperaturniveau zu erzielen.

Bild 71 und Bild 72 zeigen die prozentuale Verteilung der Verluste. Die Verluste über die Ofenoberfläche und über den Wärmepuffer sind fast identisch mit den vorangegangenen Vollastversuchen. Eine klare Umverteilung hat sich beim Rauchgas und den Verlusten durch unvollständige Verbrennung ergeben.

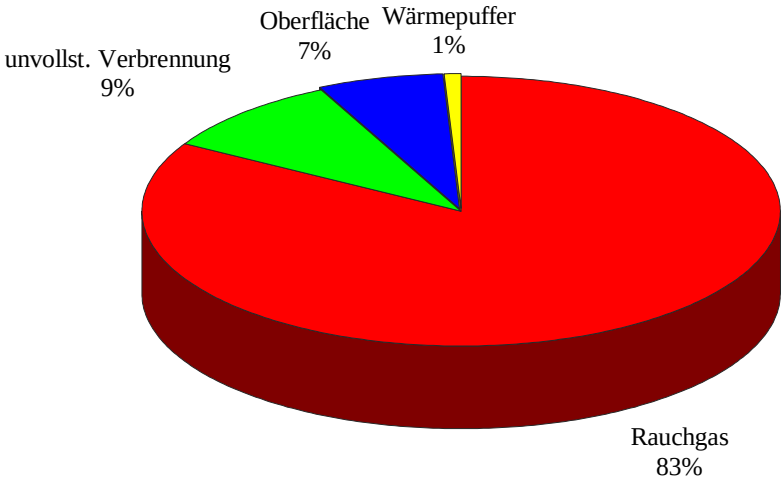


Bild 71: Prozentuale Darstellung der Gesamtverluste während des Teillastbetriebs.

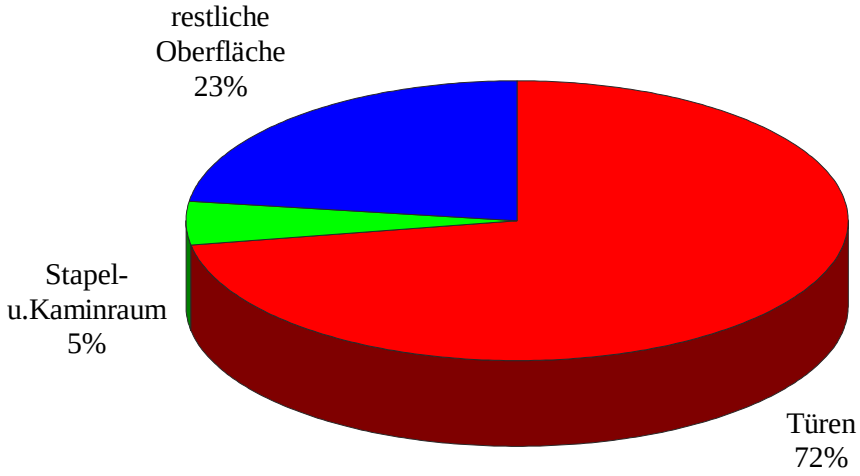


Bild 72: Prozentuale Verteilung der Oberflächenverluste während des Teillastbetriebs.

4.5.3. Beurteilung der Ergebnisse

Zur Beurteilung der Ergebnisse aus den vorangegangenen Versuchen werden die jeweiligen Mittelwerte dargestellt. Bei den Vollastversuchen ergaben sich hohe CO_2-Werte die über 15% lagen **(Bild 73).** Es stellten sich Luftüberschußzahlen von $\lambda \leq 1{,}3$ ein. Erstaunlich ist, daß trotz des geringen Luftüberschußes die CO-Werte auf einem niedrigen Niveau lagen. Dies läßt vermuten, daß die Verweilzeit der Gase in der Nachbrennkammer relativ hoch ist. Für eine optimale Verbrennung wird in der Literatur allgemein eine Luftüberschußzahl von 1,7 empfohlen [83].

Um den Ofen und damit die Verbrennungsqualität in Bezug auf die Luftüberschußzahl zu optimieren, muß der Verbrennung mehr Sekundärluft zugeführt werden. Man kann hierzu die Sekundärluftkanäle erweitern; der Erfolg ist jedoch fraglich. Eine gute Lösungsmöglichkeit ist die Verwendung zweier getrennter Gebläse für Primär- und Sekundärluft, die getrennt geregelt werden können. In diesem Zusammenhang ist dann allerdings zu überlegen, ob die Gebläse über eine Lambda-Sonde geregelt werden sollten. Gebläsekessel mit einer Lambdaregelung erreichen Wirkungsgrade von über 90 %. Die Überlegungen zur Lambda-Regelung beruhen auf dem für Holzfeuerungen typischen Zusammenhang zwischen der Verbrennungsgüte und der Luftüberschußzahl λ (CO/λ - Charakteristik [83]). Am optimalen Betriebspunkt, den es für jede Anlage gesondert zu ermitteln gilt, nimmt die Kohlenmonoxid-Konzentration einen minimalen Wert an. Die Aufgabe der Regelung besteht darin, die Abweichungen vom Sollwert möglichst gering zu halten. Als Sensoren eignen sich Lambda-Sonden sehr gut, da sie wesentlich kostengünstiger als Sauerstoffsonden oder Meßgeräte zur Erfassung der Kohlendioxid-Konzentration sind. Analog zur Lambda-Regelung besteht auch die Möglichkeit der Regelung nach der Verbrennungstemperatur. Es besteht ein Zusammenhang zwischen der Verbrennungsgüte und der Verbrennungstemperatur. Für jede Feuerungsanlage kann eine Verbrennungstemperatur ermittelt werden, bei welcher die Kohlenmonoxid-Konzentration ein Minimum besitzt. Die Regelung erfaßt mit Sensoren die Temperatur in der Brennkammer oder in der Nachverbrennungszone und versucht, über die Verbrennungsluftzufuhr die vorgegebene Solltemperatur zu erreichen. Welche der beiden Regelkonzepte die günstigere ist, muß jeweils abgeschätzt werden. Für den hier vorgestellten Ofen wäre es sicherlich günstiger, die Gebläse über die Brennraumtemperatur zu regeln, da der Temperaturfühler bereits vorhanden ist.

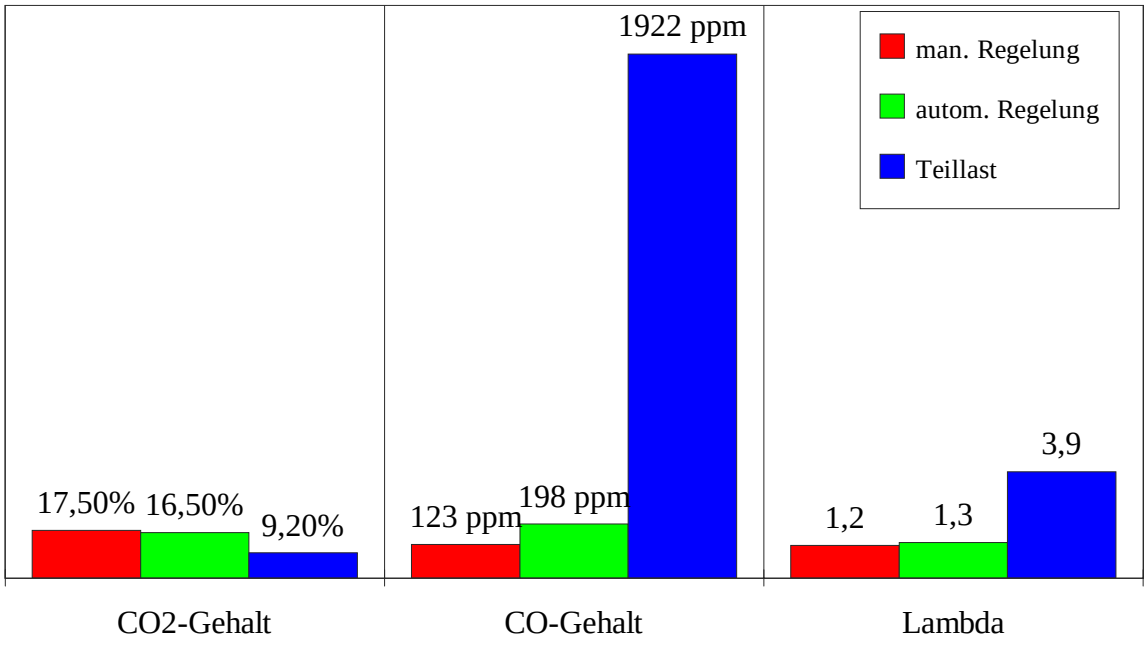


Bild 73: Vergleich der Mittelwerte von CO_2, CO und λ der vorgestellten Versuche.

Die Brennraumtemperaturen bei den Vollastversuchen **(vgl. Bild 74)** lagen auf einem hohen Niveau. Im stationären Bereich unterlagen sie relativ geringen Schwankungen, was auf ein gutes und stabiles Glutbett schließen läßt.

Entsprechend den Brennraumtemperaturen verhalten sich die Ofenleistung und die Wirkungsgrade von der Vollast bis zur Teillast. Der Wirkungsgrad von η_K = 81 % beim automatisch geregelten Vollastversuch ist auf die Bildung von Brennstoffbrücken zurückzuführen. Trotz des bei allen Versuchen verwendeten Abfallholzes mit sehr unterschiedlichen Außenabmessungen war die Brückenbildung nie ein ernsthaftes Problem. Es mußte vom Betreiber nie eingegriffen werden. Die Gestaltung des Brennstoffvorrats- und Feuerraumes kann deswegen als gut bezeichnet werden.

Die Rauchgastemperaturen von über 290 °C bei den Vollastversuchen verursachen relativ hohe Rauchgasverluste **(Bild 75).** Die dargestellten gesamten Rauchgasverluste setzen sich zusammen aus dem Wärmestrom der über das Rauchgas verloren geht und den Verlusten aus unvollständiger Verbrennung (CO im Rauchgas). Deshalb ist bei dem Teillastversuch trotz der wesentlich niedrigeren Rauchgastemperatur der Verlust über das Rauchgas genau so groß

wie beim automatisch geregelten Vollastversuch. Bei den Vollastversuchen sind die Verluste durch das nicht vollständig zu CO_2 oxidierte CO vernachlässigbar. Im Teillastbetrieb verursachen sie jedoch im Mittel 9 % der gesamten Verluste.

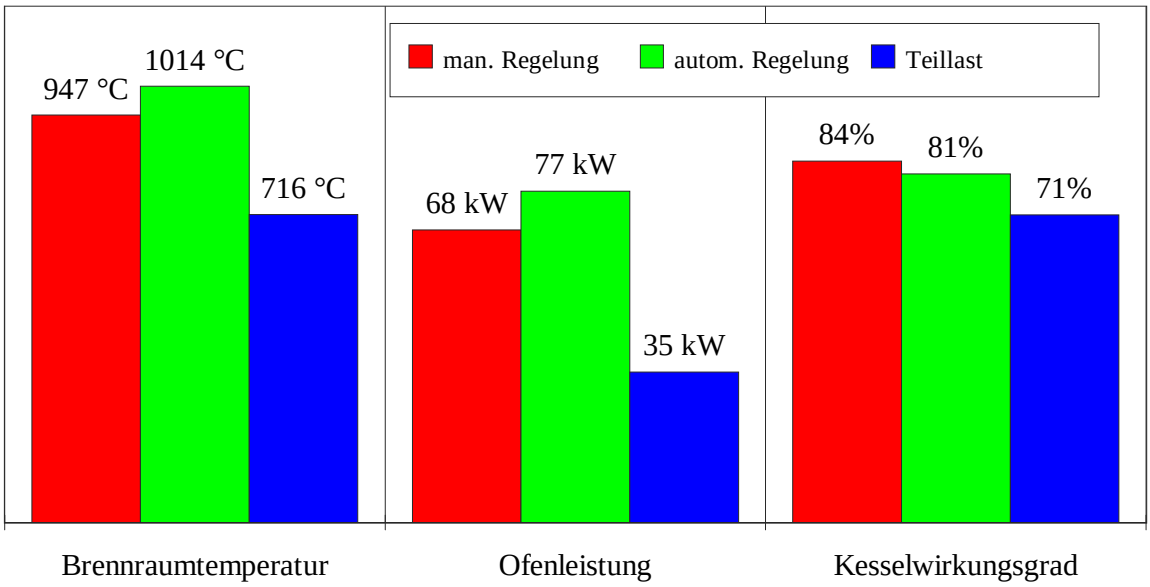


Bild 74: Vergleich der Mittelwerte von Brennraumtemperatur, Ofenleistung und Kesselwirkungsgrad der vorgestellten Versuche.

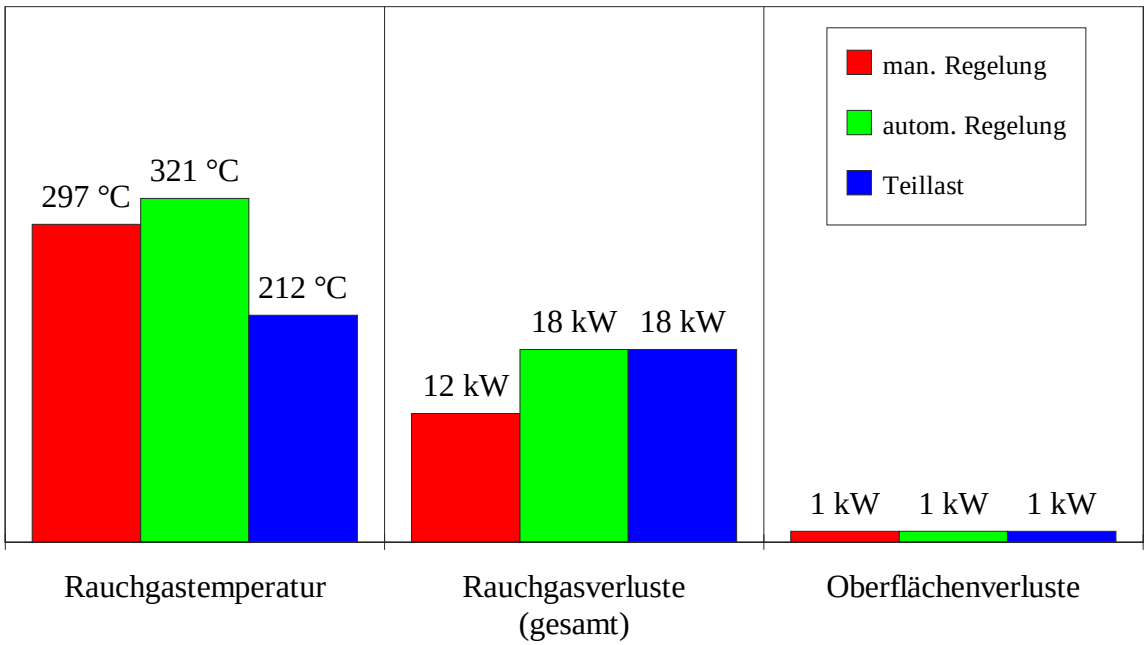


Bild 75: Vergleich der Mittelwerte von Rauchgastemperatur, Gesamtverlusten durch das Rauchgas und Oberflächenverlusten der vorgestellten Versuche.

Aus der Zusammenstellung der Versuchsergebnisse geht klar hervor, daß ein Teillastbetrieb nach Möglichkeit zu vermeiden ist. Der Teillastbetrieb kann nur vermieden werden, wenn der Wärmepuffer groß genug gewählt wird, wobei auf eine stabile Temperaturschichtung zu achten ist. Reicht die Wärmespeicherkapazität des Wärmepuffers aus, den Ofen ständig unter Vollast zu fahren, so kann auch der Rauchgaswärmeübertrager im Ofen diesbezüglich optimiert werden. Durch die Optimierung des Rauchgaswärmeübertragers im Vollastbereich können hier die Verluste durch den Rauchgaswärmestrom beträchtlich gesenkt werden.

Aus Mittelwerten der durchgeführten Versuche ergeben sich die in **Bild 76** gezeigten charakteristischen Kennlinien von Brennraumtemperatur, Kesselwirkungsgrad und der Luftüberschußzahl aufgetragen über der Nutzleistung. Deutlich zu sehen ist, daß mit der Leistungszunahme die Brennraumtemperatur und der Kesselwirkungsgrad steigen. Über den Kurvenverlauf des Kesselwirkungsgrades läßt sich eine klare Aussage über die Regelgüte des Ofens machen. Sie zeigt hier einen relativ flachen Verlauf. Damit kann der Ofen in einem großen Leistungsbereich ohne zu große Wirkungsgradeinbußen betrieben werden.

Wie schon erwähnt, zeigen Holzfeuerungen einen typischen Zusammenhang zwischen der Verbrennungsqualität und der Luftverhältniszahl λ bzw. der Brennraumtemperatur. Man kann aus dem Kurvenverlauf von Lambda und der Brennraumtemperatur klare Rückschlüsse auf die Verbrennungsgüte bei einer bestimmten Nutzleistung des Ofens ziehen.

Für den Wärmeübertrager im Solartrockner kann ebenfalls eine charakteristische Leistungs-Temperatur-Kennlinie erstellt werden. Da die Wärmeübertragung des Wassers und an die Luft bei variablen Temperaturen stattfindet, muß hierzu ein sogenannter thermodynamischer Mittelwert T_m der Temperaturen eingeführt werden [89]. Er ist dadurch definiert, daß die vom Fluid bei isobarer Abkühlung oder Erwärmung zwischen Eintrittszustand E und Austrittszustand A abgegebene oder aufgenommene Exergie gerade so groß ist, wie die Exergie der gesamten Wärme, wenn sie bei der Temperatur T_m zur Verfügung stünde.

$$q = \int dq = h_E - h_A \qquad \textbf{(62)}$$

h_E und h_A sind dabei die Enthalpien am Ein- bzw. Austritt.

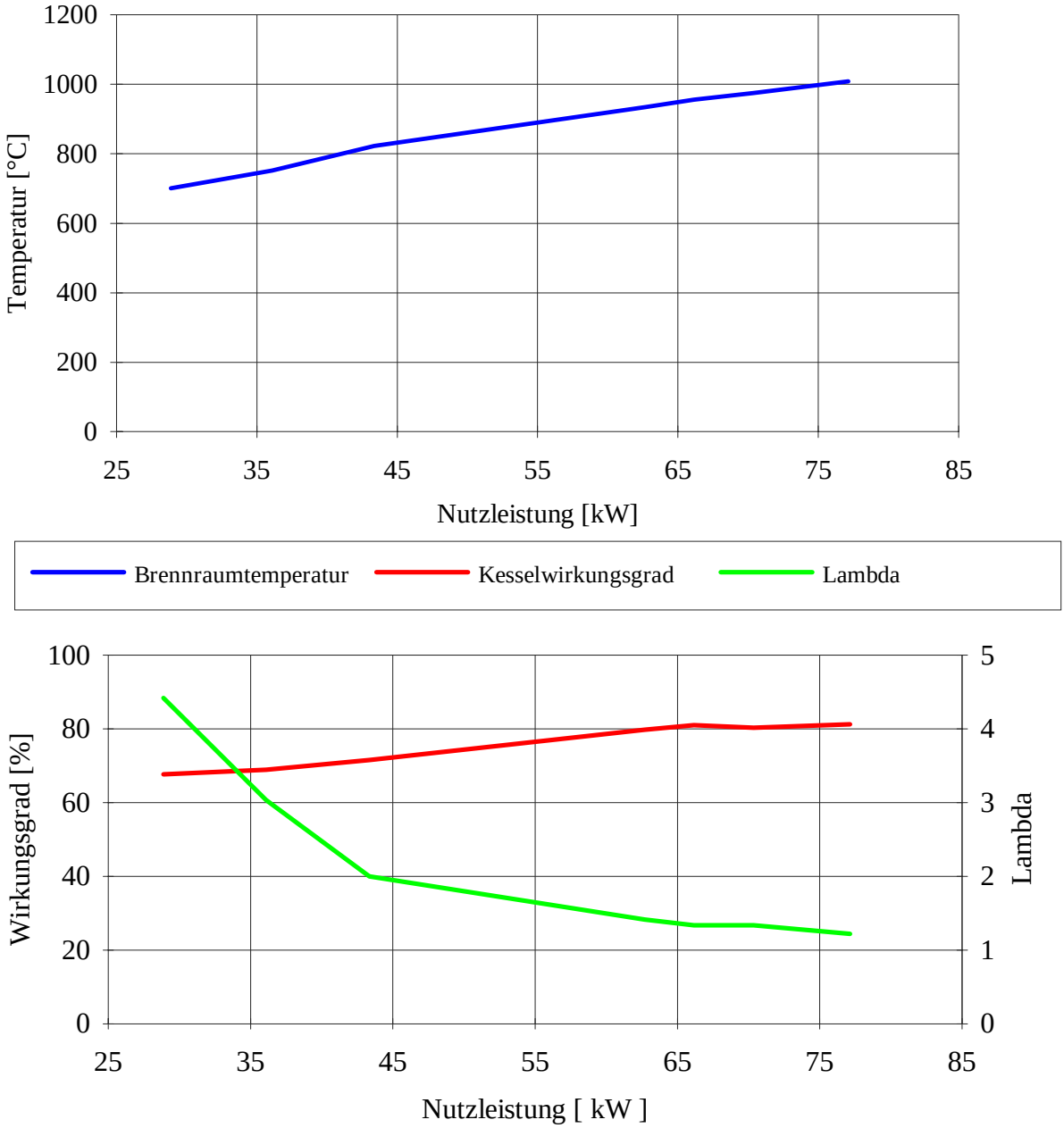


Bild 76: Charakteristische Kennlinien von Brennraumtemperatur, Kesselwirkungsgrad und Lambda für den vorgestellten Ofen, aufgetragen über der Nutzleistung. Die Kennlinien wurden aus Mittelwerten gebildet.

Die Energieform "Exergie" kann am einfachsten anhand eines Beispiels erklärt werden. Bei Zustandsänderungen ergibt sich der größtmögliche Arbeitsgewinn, wenn der zustandsändernde Körper oder Stoffstrom mit der Umgebung ins Gleichgewicht kommt. Die Abweichung vom Gleichgewicht kann darin bestehen, daß Druck und Temperatur des Körper- oder Stoffstroms verschieden von Druck und Temperatur der Umgebung sind. Ungleichgewicht

liegt aber auch dann vor, wenn der Körper- oder Stoffstrom bei Temperatur- und Druckgleichgewicht mit der Umgebung Arbeitsvermögen in Form von chemischer Energie besitzt (z.B. Heizwert eines Brennstoffes). Die Umwandlungsmöglichkeiten der Energien eines Körpers- oder Stoffstroms sind jedoch begrenzt. Der Teil der insgesamt im Körper oder Stoffstrom enthaltenen Energien, der in der jeweiligen Umgebung in beliebige andere Energien umgewandelt werden kann, wird als Exergie bezeichnet, die nicht beliebig umwandelbare Energie als Anergie.

Mit der Exergie einer Wärme

$$E = \left(1 - \frac{T_\infty}{T}\right) \cdot \; Q \qquad \textbf{(63)}$$

folgt aus **Gleichung (62)**

$$e_E - e_A = q\left(1 - \frac{T_\infty}{T_m}\right) = (h_E - h_A)\left(1 - \frac{T_\infty}{T_m}\right) \qquad \textbf{(64)}$$

Für die Exergiedifferenz folgt ferner

$$e_E - e_A = \Delta e = h_E - h_A - T_\infty(s_E - s_A) \qquad \textbf{(65)}$$

s_E und s_A sind hierbei die Entropien am Ein- bzw. Austritt. Ein Vergleich mit **Gleichung (64)** führt auf den thermodynamischen Mittelwert T_m der Temperatur.

$$T_m = \frac{h_E - h_A}{s_E - s_A} \qquad \textbf{(66)}$$

Sieht man vom kritischen Zustandsbereich ab, so darf die spezifische Wärmekapazität mit guter Näherung als konstant vorausgesetzt werden. Dann gilt bei isobarer Zustandsänderung

$$h_E - h_A = c_p(T_E - T_A) \qquad \textbf{(67)}$$

und

$$s_E - s_A = c_p \ln\left(\frac{T_E}{T_A}\right) \qquad \textbf{(68)}$$

Für die Temperaturen der Trocknungsluft ergibt sich der thermodynamische Mittelwert der Temperatur aus **Gleichung (66), (67) und (68)** zu

$$T_{m\,L} = \frac{T_{E\,L} - T_{A\,L}}{\ln\left(\frac{T_{E\,L}}{T_{A\,L}}\right)} \qquad \textbf{(69)}$$

und für die Temperaturen des Wassers gilt

$$T_{m\,H_2O} = \frac{T_{E\,H_2O} - T_{A\,H_2O}}{\ln\left(\frac{T_{E\,H_2O}}{T_{A\,H_2O}}\right)} \qquad \textbf{(70)}$$

Bildet man aus den thermodynamischen Mittelwerten des Trocknungsluft- und Wassermassenstroms am Wärmeübertrager die Temperaturdifferenz

$$\Delta T_m = T_{m\,H_2O} - T_{m\,L} \qquad \textbf{(71)}$$

und trägt sie über der Leistung des Wärmeübertragers auf, so erhält man den im **Bild 76** dargestellten charakteristischen Kurvenverlauf. Da es sich bei der dargestellten Kurve um eine Temperaturdifferenz handelt, können die Einheiten auf der Temperaturachse auch in °C angegeben werden.

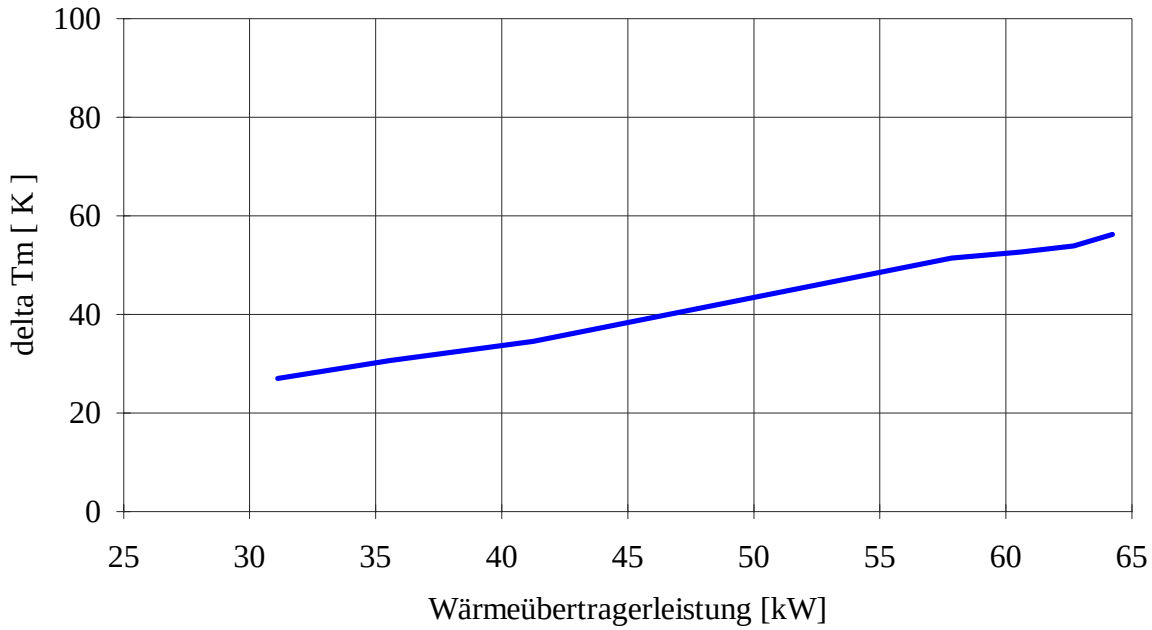


Bild 77: Temperaturdifferenz ΔT_m der thermodynamischen Mittelwerte von Trocknungsluft und Wasser am Wärmeübertrager abgetragen über der Wärmeübertragerleistung.

Der in **Bild 77** dargestellte Kurvenverlauf ist charakteristisch für den hier gebauten Wärmeübertrager in diesem Trockner bei Betrieb aller Umluftventilatoren. Jeder Leistung wird ein bestimmtes ΔT_m zugeordnet. Ist die Vor- und Rücklauftemperatur bekannt, kann die mittlere Trocknungslufttemperatur über **Gleichung (71)** bestimmt werden.

4.6. Zusammenfassung

Das untersuchte Heizungssystem setzt sich zusammen aus einem Ofen, einem Wärmepuffer und einem Trocknungsluftwärmeübertrager. Die im Feuerraum anfänglich auftretenden materialbedingten Probleme konnten durch die Verwendung eines Feuerungsrostes aus Schamott mit eingearbeiteten Sekundärluftkanälen gelöst werden.

Optimiert wurde der Ofen bezüglich seiner Leistungsverluste und der Verbrennungsgüte. Hierzu wurde der Wassertank des Ofens erweitert, Primärluftkanäle und Sekundärluftkanäle wurden verändert und die Größe und Geometrie des Brennspaltes entsprechend der geforder-

ten Ofenleistung optimiert. Um Wärmeverluste über die Oberflächen von Ofen, Wärmepuffer und Rohrleitungsnetz zu vermeiden, wurden diese wärmeisoliert.

Aus einer Vielzahl von durchgeführten Versuchen wurden für die Vorstellung der Heizungsanlage zwei Vollastversuche ausgewählt. Um das Teillastverhalten der Anlage vorzustellen, wurden die wichtigsten Kenngrößen übe 24 Stunden während des Betriebes der Heizungsanlage bei der Trocknung von Schnittholz dargestellt.

Unter Vollastbedingungen weist der Ofen eine gute Verbrennungsqualität auf. Es wurden mittlere Leistungen von 77 kW ermittelt. Der Kesselwirkungsgrad wurde nach der indirekten Methode (DIN 4702-T2) berechnet. Sein Mittelwert lag bei 84 %.

Die Daten, die während des Trocknungsbetriebs gemessen wurden, ergaben auch ein gutes Teillastverhalten des Ofens. Der Wirkungsgrad unter Teillast beträgt bei einer durchschnittlichen Leistung von 35 kW im Mittel 71 %. Die Heizungsanlage selbst zeigt bezüglich des Klimas im Trockner eine hohe Regelgüte. Hierauf wurde besonders geachtet, da es sich bei Trocknungsgütern wie Holz oder Tabak um ein sehr empfindliche Produkte handelt. Während des Betriebs der Heizungsanlage hat sich jedoch auch gezeigt, daß der Wärmepuffer für den Leistungsbereich des Ofens unterdimensioniert ist.

Als Endergebnis ist festzuhalten, daß die Heizungsanlage bezüglich Verbrennungsqualität und Wirkungsgrad dem deutschen Standart entspricht. Als eine sehr sinnvolle und wirkungsvolle Verbesserungsmaßnahme ist die Vergrößerung des Wärmepuffervolumens zu nennen.

4.7. Stand der Arbeiten und Ausblick

Aus den dargestellten Ergebnissen und gesammelten Erfahrungen mit der untersuchten Heizungsanlage ergaben sich zahlreiche Vorschläge für Verbesserungsmaßnahmen. So wurden zwischenzeitlich in Zusammenarbeit mit verschiedenen brasilianischen Partnern verbesserte Modelle der Anlage mit einer Heizleistung zwischen 75 und 150 kW gebaut und erfolgreich betrieben **(Bild 78).**

Bild 78: Verbesserter Stückholzkessel mit 100 kW Heizleistung zur Heizung von zwei Ställen für die Hühnchenaufzucht.

Generell wurde der Wärmepuffer auf ca. 5000 Liter vergrößert. Dadurch kann der Ofen auch bei wechselnder Leistungsabnahme durchgehend im Vollastbetrieb gehalten werden. In Bezug auf Emissionen und Wirkungsgrad bringt dies deutliche Vorteile. Des weiteren wurde der gesamte Ofen in einen Wassermantel gestellt und die wärmeübertragenden Flächen des Rauchgaswärmeübertragers vergrößert. Durch diese Maßnahme wurden die Oberflächenverluste sowie die Verluste durch die freie Wärme des Rauchgases minimiert.

Darüber hinaus wurde bei den Nachfolgemodellen ein saugseitiger Betrieb des Verbrennungsluftgebläses vorgesehen. Dadurch braucht der Ofen beim Nachfüllen nicht mehr abgeschaltet zu werden. Die mit hohen Emissionen und Wirkungsgradverlusten verbundenen Anbrennphasen könnten so stark reduziert werden. Weiterhin werden Primär- und Sekundärluft über doppelwandige Füll- bzw. Aschetüren angesaugt. Die Türen werden durch die angesaugte Luft gekühlt und die Verbrennungsluft zusätzlich vorgewärmt.

Auf eine Verbrennungsregelung über eine Lambda-Sonde oder über die Verbrennungstemperatur wurde aus Kostengründen verzichtet.

5. ZUSAMMENFASSUNG

Derzeit sind über 25 % aller Erwerbspersonen Brasiliens im Bereich der Land- und Forstwirtschaft tätig, erwirtschaften aber nur 10 % des Bruttoinlandsproduktes. Rohstoff- und Energieverknappung sowie Preisverfall von Agrarprodukten auf dem Welt- sowie dem Inlandsmarkt üben zusätzlichen Druck auf ländliche Regionen aus. Besonders Betroffen sind dabei Produkte, die aufgrund von Anbau, Lagerung oder Weiterverarbeitung nicht den hohen, internationalen Qualitätsstandards genügen. In diesem Zusammenhang spielt vor allem die Trocknung eine wichtige Rolle, wobei auf dem brasilianischen Markt für viele wichtigen Agrar- und Forstprodukte keine geeigneten bzw. unter den ökonomischen Rahmenbedingungen finanzierbaren Technologien verfügbar sind. Dies führt vielfach zu hohen Qualitätseinbußen und Nachernteverlusten.

Ziel des vorliegenden Vorhabens war deshalb die Entwicklung und industrielle Fertigung einer ökonomisch und energetisch optimierten und für den brasilianischen Markt angepaßten Trocknungsanlage. Zur Demonstration und um die entwickelte Technologie unter Praxisbedingungen zu erproben und zu optimieren, wurden mit Industriepartnern mehrere solargestützte Trocknungsanlagen für Agrar- und Forstprodukte wie Schnittholz, Medizinalpflanzen und Maniok gebaut und wissenschaftlich untersucht.

Im Verlauf des Vorhabens wurde daher eine modular aufgebaute und für die Trocknung von verschiedenen Produkten, wie Schnittholz, Medizinalpflanzen, Maniok und Kaffee geeignete solare Trocknungsanlage entwickelt. Um eine preisgünstige Massenproduktion des Solartrockners zu erreichen, wurde zunächst ein modulares Baukastensystem für die Bauhülle entwickelt. Dazu wurde die aus dem Gewächshausbau bekannte, industrielle Fertigungstechnik an die spezifischen Anforderungen adaptiert.

Neben der Vereinfachung der Bauhülle, wurde in Zusammenarbeit mit der deutschen Firma THERMO-SYSTEM ferner eine kostengünstige, mikroprozessorgesteuerte und leicht an unterschiedliche Anforderungen anpaßbare Klimaregelung entwickelt. Dabei werden die einzelnen Stellkomponenten der solargestützten Trocknungsanlage wie Kollektor, Heizung, Ventilatoren, Lüftungsklappe und ggF. Luftbefeuchter so geregelt, daß die unterschiedlichen pro-

duktspezifischen Trocknungsprogramme sehr genau eingehalten werden können. Dies stellte bisher bei derartigen Anlagen aufgrund der im Tagesverlauf häufig schnell wechselnden Sonneneinstrahlung sowie der relativ schlechten Wärmedämmung der Bauhülle eine der größten Schwierigkeiten dar. Dadurch kann jetzt auch den hohen Ansprüchen verschiedener Produkte wie Schnittholz oder Medizinalpflanzen an das Trocknungsklima Rechnung getragen werden. Neben einer Kostenreduzierung wurde auch eine Verbesserung der Bedienungsfreundlichkeit erreicht.

In Zusammenarbeit mit der brasilianischen Firma “CAF Santa Barbara Ltda.” wurde darüberhinaus ein energie- und qualitätsoptimiertes Trocknungsregimes für Eukalyptus-Schnittholz entwickelt und erprobt. Mit dem neuen Niedertemperaturregime konnte selbst ursprünglich für die Holzkohle- und Zelluloseherstellung angebautes und züchterisch kaum bearbeitetes Eukalyptusholz mit ausreichender Qualität für die Möbel- und Bauindustrie getrocknet werden. Die gemeinsam mit der CAF durchgeführten Untersuchungen haben gezeigt, daß durch die verringerten Investitionenkosten der Trocknungsanlage und durch den regelungsbedingten niedrigeren Energieverbrauch die Trocknungskosten im Vergleich zu konventionellen Hochtemperaturtrocknungsanlagen um 50 bis 60 % verringert werden konnten. Daneben konnte das sehr schwierig zu trocknende Holz ohne Qualitätseinbußen auf den für die dortige Möbelproduktion erforderlichen, geringen Endfeuchtegehalt von 10 bis 12 % getrocknet werden. Aufgrund der sehr guten Ergebnisse wurden bereits im Verlauf des Vorhabens die mit einer jährlichen Trocknungskapazität von bis zu 35 000 m³ Schnittholz weltgrößten solaren Holztrocknungsanlagen aufgebaut. Im Zusammenhang mit diesen Investitionen entstanden außerdem insgesamt mehr als 500 Arbeitsplätze. Die Einführung dieser nachhaltigen und umweltfreundlichen Technologie hat somit bereits im Verlauf des Vorhabens nennenswert zu einer Zunahme der Verwendung vom aus nachhaltigem Waldbau stammendem Holz geführt und einen wichtigen Beitrag zum Schutz von natürlichen Regenwäldern geleistet.

Gemeinsam mit der brasilianischen Universität Viçosa (UVM) sollte die entwickelte, solargestützte Trocknungsanlage anschließend für eine Vielzahl von Produkten wie Medizinalpflanzen, Kaffee und Maniok angepasst werden. Dazu wurde auf dem Universitätsgelände in Vicosa eine Versuchs- und Demonstrationsanlage aufgebaut. Erste Ergebnisse haben auch hier eine hohe Regelungsgüte sowie ein gutes Zusammenspiel zwischen Heizungsanlage und Trockner gezeigt. Da für die meisten Produkte keine ausreichenden Kenntnisse hinsichtlich

der trocknungsspezifischen Ansprüche vorlagen, werden derzeit vom brasilianischen Partner geignete Trocknungsregime für Medizinalpflanzen, Maniok und Kaffee erarbeitet und erprobt.

Um die solare Anlage schneller und kostengünstiger an andere Standorte, Klimabedingungen und Produkte anpassen zu können, wurde in Zusammenarbeit mit dem Institut für Kernenergetik und Energiesysteme der Universität Stuttgart ein Simulationsprogramm zur Abbildung des thermischen Verhaltens der Holztrocknungsanlage erstellt. Dabei wurde das unter realen Bedingungen untersuchte System „Holztrockner“ entsprechend den Anforderungen der Simulationssoftware TRNSYS abstrahiert und zur Berechnung in die dafür notwendigen thermischen Zonen unterteilt. Durch die Einbindung von Klimaobjekten, kann die aktuelle Version des Simulationsprogramms das thermische Verhalten der hier betrachteten Holztrocknungsanlage ausreichend genau abbilden. Die zur Berechnung benötigten Gebäude- und Wetterdaten, sowie die Angaben über das gewünschte Trocknungsregime, werden durch Eingabedateien übergeben. Berechnet werden dann Energiebedarf und weitere Parameter, die eine Aussage erlauben, inwieweit das gewünschte Trocknungsregime unter den eingespeisten Klimadaten eingehalten werden könnte.

Für einen zuverlässigen und ökonomisch sinnvollen Einsatz der solaren Trocknungsanlagen ist unter den in Brasilien zumindest zeitweise vorliegenden, humiden Bedingungen der Einsatz einer Zusatzheizung erforderlich. Die auf dem brasilianischen Markt bisher verfügbaren, auf regenerative Brennstoffe gestützten Heizsysteme, weisen allerdings oft feuerungstechnische Wirkungsgrade von unter 30 % auf und die Schadstoffemissionen sind aufgrund der unvollständig ablaufenden Verbrennung beträchtlich. Deshalb wurde die Entwicklung und Optimierung einer effizienten, regelbaren und dennoch kostengünstigen Kleinfeuerungsanlage für Restholz vor Ort unterstützt und durchgeführt. Berücksichtigt wurde insbesondere Schadstoffausstoß, Wirkungsgrad, einfache Herstellbarkeit und Betriebssicherheit. Der untersuchte Prototyp des Ofens weist eine gute Verbrennungsqualität auf, wobei der Kesselwirkungsgrad bei ca. 85 % und die Leistung bei ca. 80 kW liegt. Mit Hilfe der Heizungsanlage konnte hinsichtlich des Klimas im Trockner eine hohe Regelgüte erreicht werden, was besonders bei empfindlichen Trocknungsgütern wie Holz oder Medizinalpflanzen von großer Bedeutung ist. Bezüglich Verbrennungsqualität und Wirkungsgrad wurden insgesamt deutsche Standarts erreicht. Auf basis der Ergebnisse wurden brasilianische Hersteller hinsichtlich Herstellung,

weiterer Verbesserungsmöglichkeiten und Optimierung der Holzfeuerungsanlage in einem Leistungsbereich von 70 - 150 kW beraten und unterstützt.

Generell lagen für die untersuchten Güter nur begrenzte Kenntnisse hinsichtlich einer optimalen Trocknungsführung vor, was neben hohem Energiebedarf zu hohen Verlusten und im Falle von Eucalyptusholz zu einer stark eingeschränkten Nutzungsmöglichkeit geführt hat. Deshalb wurden neben der Entwicklung der Anlagentechnik praxisorientierte Trocknungsversuche durchgeführt. Sehr umfangreiche Untersuchungen wurden insbesondere bei der solargestützten Trocknung von Eukalyptusholz gemacht. Dabei konnte hinsichtlich Energiebedarf, Trocknungskosten und Produktqualität ein erheblicher Vorteil gegenüber herkömmlichen Trocknungsmethoden nachgewiesen werden, was wesentlich zur erfolgreichen Einführung der neuentwickelten Solaranlage beigetragen hat. Durch die Computersimulation konnten wichtige Erkenntnisse im Hinblick auf eine weitere Verbreitung der Trocknungsanlage in andere Klimazonen gewonnen werden. Im Rahmen einer Dissertation wird die Schaffung einer effektiven Planungshilfe für eine rasche Anpassung von Trocknerbauart und Trocknungsregime an wechselnde Rahmenbedingungen weiterhin untersucht.

6. LITERATURVERZEICHNIS

[1] WÖHLKE, M.: Der Fall Lateinamerika - Die Kosten des Fortschritts. Beck-Verlag, München, 1989.

[2] ANONYMOS: Bericht der Bundesregierung über die Konferenz der Vereinten Nationen für Umwelt und Entwicklung im Juni 1992 in Rio de Janeiro. Der Bundesminister für Umwelt, Naturschutz und Reaktorsicherheit, Bonn, 1992.

[3] WITSCH, M.: Die Bedrohung tropischer Wälder. Kieler geographische Schriften. In: Fallbeispiel: Die ökonomische Vorteilhaftigkeit der Erzeugung von Roheisen auf der Basis von Holzkohle. Geographisches Institut, Universität Kiel, 1989.

[4] KOHLHEPP, G.: Ursachen und aktuelle Situation der Vernichtung tropischer Regenwälder im brasilianischen Amazonien. Geographisches Institut, Universität Kiel, 1989.

[5] TONINELLO, S.: Mündliche Mitteilung. CAF Santa Barbara, Empresa Belgo Mineiro, 1996.

[6] PELLICIO-NETTO, S.: Die Forstinventuren in Brasilien. Neue Entwicklungen und ihr Beitrag für eine geregelte Forstwirtschaft. Forstwissenschaftliche Fakultät, Universität Freiburg, 1979.

[7] SUZUKI, H.: Mündliche Mitteilung. 1996.

[8] ANONYMOS: Länderbericht Brasilien 1994. Statistisches Bundesamt, Wiesbaden, 1995.

[9] WEGENER, G.: Perspektiven der Holznutzung. Forstwirtschaftliches Zentralblatt 114 (1995) Nr. 2, S. 97-106.

[10] ZIMMER, B. u. G. WEGENER: Stoff- und Energieflüsse vom Forst zum Sägewerk. Holz als Roh- und Werkstoff 54 (1996), S. 217-223.

[11] VERMAAS, H.F.: Drying Eucalypts for quality: material characteristics, pre drying treatments, drying methods, schedules and opimisation of drying quality. South African Forestry Journal 174 (1985), S. 41-49.

[12] LANGENDORF, G., E. SCHUSTER u. L. WAGNER: Rohholz. VEB Fachbuchverlag Leipzig, 1990.

[13] BRUNNER, R.: Die Schnittholztrocknung. Hannover, 1988.

[14] KRÖLL, K. u. W. KAST: Trocknungstechnik 3. Band: Trocknen und Trockner in der Produktion. Springer Verlag, Heidelberg, 1989.

[15] ANONYMOS: Wirtschaftliche Holztrocknung. Technischer Stand und Trocknungsverfahren. Der deutsche Schreiner und Tischler 92 (1992) Nr. 2, S. 46-51.

[16] BRUNNER, R.: Vakuumtrocknung im Wirtschaftlichkeitsvergleich. Holz Zentralblatt (1999).

[17] SATTAR, M.A.: Solar drying of timber - a review. Holz als Roh- und Werkstoff 51 (1993), S. 409-416.

[18] SATTAR, M.A.: Economics of drying timber in a greenhouse type solar kiln. Holz als Roh- und Werkstoff 54 (1994), S. 157-161.

[19] LITTLE, R.: Industrial use of solar heat in lumber drying: a long-term performance report. Forests Products Journal 34 (1984) Nr. 9, S. 22-26.

[20] STEINMANN, D.E. u. H.F. VERMAAS: Control of equilibrium moisture content in a solar kiln. Holz als Roh- und Werkstoff 48 (1990), S. 147-152.

[21] WAUGH, G.: Sawing of young, fast-grown eucalypts. 1st international Seminar on Solid Wood Products of High Technology, 1 st Meeting on Adapted Technologies of Sawing, Drying and Use of the Wood of Eucalypts, 1998, S. 69-81.

[22] VERMAAS, H.F.: Drying of Eucalyptus with special reference to young, fast-grown plantation material. 1st International Seminar on Solid Wood Products of High Technology, 1st Meeting on Adapted Technologies of Sawing, Drying and Use of the Wood of Eucalypts, 1998, S. 107-118.

[23] BUX, M., M. ARNOLD, P. SERANO u. W. MÜHLBAUER: Solar assisted - greenhouse type dryer. FAO-SREN First Workshop on Decentralized Rural Energy Resources: Solar, Wind, Geothermal Energy, 1996,

[24] RAVEN, P., R. EVERT u. H. CURTIS: Biologie der Pflanzen. Walter de Gruyter, Berlin, New York, 1988.

[25] LOHMANN, U., T. ANNIES u. D. ERMSCHEL: Holzhandbuch. DRW-Verlag, Leinfelden-Echterdingen, 1991.

[26] EICHLER, H.: Praxis der Holztrocknung. VEB Fachbuchverlag, Leipzig, 1978.

[27] ANONYMOS: Einführung in die Holztechnik. VEB Fachbuchverlag, Leipzig, 1965.

[28] KOLLMANN, F.: Künstliche Holztocknung und Holzlagerung. B.G.Teubner Verlag, Leipzig, 1970.

[29] HUSTEDE, K.: Schnittholztrocknung. Deutsche Verlags Anstalt, Stuttgart, 1979.

[30] ANONYMOS: Energiesparsysteme und Computersteuerungen optimieren. HOB (Die Holzbearbeitung) 35 (1988) Nr. 7/8, S. 21-26.

[31] CHMIELEWSKI, W., M. MATEJAK u. U.E. POPOWSKA: Untersuchungen über die Solartrocknung von Holz. Holzindustrie (1982), S. 40-42.

[32] HELMER, W.A.: A general collector sizing method for solar kilns. Forests Products Journal 36 (1986) Nr. 6, S. 11-18.

[33] KOBERLE, M.: Trocknen von Schnittholz mittels kombinierter Heizung unter Verwendung von Sonnenenergie. Holzindustrie 35 (1982) Nr. 2, S. 42-43.

[34] ANONYMOS: Wärmepumpe führt Energie dem Trocknungsprozess zurück. HOB (Die Holzbearbeitung) 35 (1988) Nr. 2, S. 42-43.

[35] HUSTEDE, K.: Trends bei der Holzfeuchtemessung und bei der technischen Holztrocknung. BM-Bau und Möbelschreiner (1991) Nr. 12, S. 81-82.

[36] WELLING, J.: Zur Ermittlung der Trocknungsqualität von Schnittholz. Holz als Roh- und Werkstoff 54 (1996), S. 307-311.

[37] CHAFE, S.C.: The effect of boiling on shrinkage, collapse and other wood-water properties in core segments of Eucalyptus regnans F. Muell. Wood Science and Technology 27 (1993) Nr. 3, S. 205-217.

[38] INNES, T.C.: Pre-drying of collapse prone wood free of surface and internal chekking. Holz als Roh- und Werkstoff 54 (1995), S. 195-199.

[39] WELLING, J.: Spezifikation und Überprüfung der Trocknungsqualität von Schnittholz. HOB (Die Holzbearbeitung) (1993), S. 56-62.

[40] MÜLLER.W.: Holzlagerung - Natürliche Holztrocknung. Ohne Holztrocknung keine Qualitätsarbeit. Schweizerische Schreinerzeitung 101 (1990) Nr. 51, S. 1262-1265.

[41] HERRMANN, G.: Trends in der technischen Schnittholztrocknung. HOB (Die Holzbearbeitung) 35 (1988) Nr. 6, S. 18-20.

[42] ANONYMOS: Trocknungstechnologie 2000. Firma Brunner-Hildebrand, 1996.

[43] BRUNNER, R.: Die Schnittholztrocknung im Vakuum - eine echte Alternative bietet sich an. Holz Zentralblatt 117 (1991) Nr. 54, S. 1-9.

[44] ANONYMOS: Energiesparen durch Nutzung der Sonnenenergie. Holzrundschau 38 (1982) Nr. 855/856, S. 266-267.

[45] ALVAREZ-NOVES, H. u. J.I. FERNANDEZ-GOLFIN SECO: Solar drying of sawn lumber in Spain. Holz als Roh- und Werkstoff 48 (1990) Nr. 5, S. 173-178.

[46] KRAMES, U.: Ein kombinierter Solar- und Kondensationstrockner für Schnittholz. Holzrundschau 39 (1983) Nr. 867/868, S. 79-80.

[47] SCHNEIDER, A. u. L. WAGNER: Vergleichende Untersuchungen über die Freilufttrocknung und Solartrocknung von Schnittholz unter mitteleuropäischen Wetterverhältnissen. Teil 2: Ergebnisse im zweiten Versuchsjahr; Erkenntnisse und Folgerungen für die Solartrocknung in der Praxis. Holz als Roh- und Werkstoff 38 (1980), S. 313-320.

[48] KOUKAL, J.: Trocknen von Schnittholz mittesls Sonnenenergie. Holztechnologie 25 (1984) Nr. 2, S. 71-73.

[49] SIMPSON, W.T. u. J.L. TSCHERNITZ: Performance of a solar/wood energy kiln in tropical latidudes. Forests Products Journal 39 (1989) Nr. 1, S. 23-30.

[50] STEINMANN, D.E.: Temperature control in a solar kiln. Holz als Roh- und Werkstoff 48 (1990), S. 287-291.

[51] STEINMANN, D.E.: Drying rate and air circulation in a fully automated solar kiln. Holz als Roh- und Werkstoff 48 (1990), S. 195-200.

[52] STEINMANN, D.E.: Design and testing of a solar kiln simulator. Testing the solar kiln simulator. Holz als Roh- und Werkstoff 48 (1990), S. 445-448.

[53] STEINMANN, D.E.: Design and testing of a solar kiln simulator. Design and control measures. Holz als Roh- und Werkstoff 48 (1990) Nr. 11, S. 409-412.

[54] STEINMANN, D.E.: The effect of collector area and solar tracking in the performance of a solar drying kiln - Understanding the drying process: A synthesis of theory and practice. 3rd IUFRO (International union of forestry research organizations) conference on wood drying, 1992, S. 283-291.

[55] KLUG, A.: Stand und Zukunftsaussichten der Abluftreinigungstechniken von Holztrocknungsanlagen. Thesis, DRW Verlag Leinfelden-Echterdingen, 1993.

[56] SERRANO, O., G. BULL u. D. LEE: Global wood resources, production and international trade of forest products. 1st international Seminar on Solid Wood Products of High Technology, 1 st Meeting on Adapted Technologies of Sawing, Drying and Use of the Wood of Eucalypts, 1998, S. 1-19.

[57] HILLIS, W.E. u. A.G. BROWN: Eucalypts for wood productio. Griffin Press Limited, Adelaide, South Australia, 1978.

[58] STÖHR, H.P.: Progress towards the efficient kiln drying of Eucalyptus grandis. Symposium on Forest Products Research International - Achievements and the Future., 1985, S. 8.6.1-8.6.18.

[59] ANONYMOS: HKS - Die Handelsklassensortierung für Rohholz mit ergänzenden Erläuterungen. Ministerium für ländlicher Raum, Ernährung und Forsten Baden-Württemberg, 1983.

[60] REISINGER, G. u. W. MÜHLBAUER: Air bubble foil with weather-strip fastening system - an energy saving greenhouse cover. Acta Horticulturae 281 (1990), S. 67-73.

[61] VERMAAS, H.F.: Case for the low temperature kiln drying of Eucalyptus grandis. South African Forestry Journal 140 (1987), S. 72-77.

[62] VERMAAS, H.F. u. C.J. NEVILLE: Low temperature drying of Eucalyptus grandis. A preliminary laboratory evaluation. Holzforschung 42 (1988) Nr. 4, S. 265-271.

[63] BRUNNER, R.: Wann müssen Sie sich heute für Vakuumtrocknen entscheiden? 1999.

[64] BOFF, V.S.H.: Mündliche Mitteilung über konventionelle Trocknung von E.grandis. Aracruz, 2000.

[65] CHAFE, S.C.: Relationships between shrinkage and specific gravity in the wood of Eucalyptus. Australien Forestry 57 (1994), S. 59-61.

[66] BRUNNER, R.: Wann müssen Sie sich heute für Vakuumtrocknen entscheiden? 1999.

[67] SINVAL: Mündliche Mitteilung über konventionelle Trocknung von E.grandis. Fabrica de Moveis Sinfas Ltda, 2000.

[68] BLUDAU, D. u. P. TURKOWSKI: Verfahrensrelevante Untersuchungen zur Bereitstellung und Nutzung jährlich erntbarer Biomasse als Festbrennstoff unter Berücksichtigung technischer, wirtschaftlicher und umweltbezogener Aspekte. Nr. 44, Bayerisches Staatsministerium f. Ernährung, Landwirtschaft und Forsten, "Gelbes Heft", 1992.

[69] ZSCHETZSCHE, A. u. W. HANTSCH-LINHART: Analyse von biogenen Brennstoffen. Bundesministerium für Wissenschaft und Forschung, 1993.

[70] WÖRGETTER, M. u. L. LASSELSBERGER: Stroh als Brennstoff für Anlagen des Hausbrandes - Technik, Emission, Regelwerke. 1990,

[71] HELLWIG, M.: Zum Abbrand von Holzbrennstoffen unter besonderer Berücksichtigung der zeitlichen Abläufe. Thesis, Landtechnik Weihenstephan, 1988.

[72] BÄUMEL, D.: Die Holzverbrennung als pyrotechnischer Vorgang. Ulf Bossel, Göttingen, 1980.

[73] STRUSCHKA, M., D. STRAUB u. G. BAUMBACH: Schadstoffemissionen von Kleinfeuerungsanlagen. 1988.

[74] LAUNHARDT, T., P. PONTIUS u. A. STREHLER: Thermische Nutzung von biogenen Festbrennstoffen. Bayerisches Staatsministerium für Landesentwicklung und Umweltfragen, 1995.

[75] MARUTZKY, R.: Zur Verbrennung von Holzwerkstoffen mit und ohne Beschichtungsbestandteile. Holz und Kunststoffverarbeitung 423 (1989).

[76] NUSSBAUMER, T.: Schadstoffbildung bei der Verbrennung von Holz. Nr. 6, Laboratorium f. Energiesysteme, Zürich, 1988.

[77] LAICH, H.G.: Der Verbrennungsvorgang. Kachelofen und Kamin 12 (1989).

[78] ANONYMOS: Holzheizkraftwerke - Projekt "Biomass" wird gefördert. Kachelofen und Kamin 3 (1992).

[79] ANONYMOS: Des Feuers "Innenleben". Kachelofen und Kamin 10 (1991).

[80] MALTE, P.: The oxidation of Volatiles in residential Wood Burning Equipment. The Solar Energy Research Institute DE-FG02-80cs84009 (1996).

[81] HAGER, W.: Stückholzkessel mit optimalem Abbrandverhalten. Heizung und Klima 12 (1989).

[82] STREHLER, W.: Möglichkeiten der energetischen Nutzung von Holz. Beitrag zum forst und holzwirtschaftlichem Kolloquium, 1993,

[83] NUSSBAUMER, T.: Emissionen von Holzfeuerungen - Untersuchungen der Schadstoffbelastung moderner Holzfeuerungen in der Schweiz. Thesis, Institut der Energietechnik ETH, 1988.

[84] RAWE, R. u. G. ELTING: Staub- und gasförmige Emissionen. Schornsteinfegerhandwerk 7 (1986).

[85] ANONYMOS: Kaminöfen, Kachelofeneinsätze. Eggenfelden, 1993.

[86] ANONYMOS: Unterbrandkessel. Schuster Heizkesselwerk, 1996.

[87] ANONYMOS: Heizkessel, Normenausschuß Heiz und Raumlufttechnik (NHRS). DIN Deutsches Institut für Normung e.v., Berlin, 1993.

[88] ANONYMOS: Berechnungsblätter für den Wärmeübergang. VDI-Verlag GmbH, Düsseldorf, 1991.

[89] AURACHER, H.: Energie, Anwendungen in der Kältetechnik. Karlsruhe, 1992.

7. ANHANG

Tabelle A-1: Verzeichnis der aus der Literatur bekannter Forschungsarbeiten über solare Holztrockner. (Die Baukosten sind die Kosten, die zur Zeit des Baus anfielen und wurden nach den Devisenkursen von 1996 in DM umgerechnet). k.A. = keine Angaben, schw. = schwarz, Lk. = Luftklappe, ext. = extern, Koll. = Kollektor, U_e = Endfeuchte

Quelle	Land und geographischer Breitengrad	Trocknertyp	Kammervolumen (m^2) und Kollektorverhältnis (m^2/m^3)	Absorber- und Kollektormaterial	Luftklappen, Luftzirkulation und elektrische Anschluß-Leistung	Baukosten (DM)	Ergebnis: Trocknungsqualität und anderes
Johnson (1961)	USA 43° N	Gewächshaus	1,0 1,7	schw. Platten, Glas	2 Lk., 2 Ventilatoren	k. A.	$U_{e,min}$ = 7-8 %, keine Qualitätseinbußen
Rehman-Chawla (1961)	Indien 30° N	Gewächshaus	k.A.	schw. Eisen, Glas	1 Zuluftklappe/ 1 Schornstein, keine	k.A.	erreichte niedrigere U_e und 25-71 % kürzereTrocknungszeiten als die Freilufttrocknung
Peck (1962a)	USA 43° N	Gewächshaus	1,0 3,2	schw. Aluminium, Polyester	4 Lk., 1 Ventilator, 1×1,1 kW	k.A.	verhinderte durch Wetter verursachte Flecken und Trocknungsschäden
Peck (1962b)	USA 43° N	Gewächshaus	6,0 k.A.	schw. Aluminium, Polyester	4 Lk., 2 Ventilatoren,	k.A.	bessere Qualität des getrockneten Holzes
Maldonado u. Peck (1962)	Puerto Rico 18° N	Gewächshaus	4,8 2,9	schw. Metall, Polyester	4 Lk., 4 Ventilatoren, 4×1,1kW	k.A.	erreichte niedrigere U_e, gute Holzqualität
Terazawa (1963)	Japan 36° N	Gewächshaus	5,0 k.A.	kein Absorber, PVC	k.A., 1 Ventilator, 1×1,5 kW	k.A.	schneller als Freilufttrocknung
Troxell (1963)	USA 40° N	Gewächshaus	2,8 k.A.	k.A. Fiberglas	4 Lk., 2 Ventilatoren	k.A.	schneller als Freilufttrocknung
Tao-Hsia (1964)	Taiwan 24° N	Gewächshaus	6,0 k.A.	schw. Metall, 2×Kunststoff	4 Lk., 2 Ventilatoren, 1×0,9 kW	k.A.	4-5 mal schneller als Freilufttrocknung, kein Deffekt
Chudnoff et al. (1966)	Puerto Rico 18° N	Gewächshaus	7,2 2,6	ebene Platten, 2×Kunststoff	4 Lamellen, 4 Ventilatoren, 1×1,1 kW	210	$U_{e,min}$ = 6 % , schnellere Trocknung und weniger Verzug als Freilufttrocknung
Sun (1966)	Taiwan 24° N	Gewächshaus	k.A.	k.A. Kunststoff	k.A., 1 Ventilator	k.A.	schneller als Freilufttrocknung, gute Holzqualität
Plumptre (1967)	Uganda 0° N	Gewächshaus	3,3 1,7	schw. Aluminium, Polyester	2 Lk., 2 Ventilatoren, 2×0,7 kW	k.A.	trocknete bis 12 % U_e schneller als Freilufttrocknung,jedoch langsamer als konv. Trocknung
Casin (1967)	Philippinen 15° N	Gewächshaus	1,1 10,8	schw. gewelltes Aluminium, Kunststoff	2 Lk., 1 Ventilator 1×1,3 kW	k.A.	erreichte 9 % U_e in 1/3 bis ¼ der Zeit im Vergleich zur Freilufttrocknung
Troxell-Müller (1968)	USA 40° N	Gewächshaus	2,8 k.A.	k.A. Fiberglas	4 Lk., 2 Ventilatoren	k.A.	erreichte 12 % U_e in 1/3 bis ¼ der Zeit im Vergleich zur Freilufttrocknung

Quelle	**Land und geographischer Breitengrad**	**Trocknertyp**	**Kammervolumen (m^2) und Kollektorverhältnis (m^2/m^3)**	**Absorber- und Kollektormaterial**	**Luftklappen, Luftzirkulation und elektrische Anschluß-Leistung**	**Baukosten (DM)**	**Ergebnis: Trocknungsqualität und anderes**
Casin et al. (1969)	Philippinen 15° N	Gewächshaus	1,1 10,8	schw. gewelltes Aluminium, Kunststoff	3 Lk., 1 Ventilator	k. A.	erreichte 7-10 % U_e, 30-40 % schneller als Freilufttrocknung
Martinka (1969)	Ghana 7° N	Gewächshaus	5,0 1,1	schw. Aluminium, Glas	k.A. 1 Ventilator	k.A.	schneller als Freilufttrocknung
Gueneau (1970)	Madagaskar 19° S	Gewächshaus	2,8 k.A.	k.A. Polyester	4 Lk., 2 Ventilatoren,	k.A.	7-13 % U_e, 50 % schneller als Freilufttrocknung, gute Qualität
Wengert (1971)	USA 40° N	Gewächshaus	2,8 k.A.	k.A. Fiberglas	4 Lk., 2 Ventilatoren,	k.A.	Untersuchung über Energieverluste
Sharma et al. (1972)	Indien 30° N	Gewächshaus	3,5 3,6	schw. Sperrholz, Kunststoff	4 Lk., 1 Ventilator, 1×0,7 kW	310	Anpassung an klimatische Verhältnisse, gute Holzqualität
Plumptre (1973)	Uganda 0° N	Gewächshaus	13,0 2,6	schw. Aluminium Polyester	4 Lk., 4 Ventilatoren, 2×1,5 kW	4680	10 % langsamer als vorheriger Trockner (1967)
Read et al. (1973)	Australien 34° S	ext. Koll. mit Wärmespeicher	3,9 14,4	schw. Metall, Glas	k.A.	k.A.	erfolgreiche Trocknung, nicht wirtschaftlich
Sharma & Kukretti (1973)	Indien 30° N	Gewächshaus	3,5 3,3	schw. Sperrholz, Kunststoff	4 Lk., 1 Ventilator, 1×0,7 kW	310	wirtschaftlich, kann die Freilufttrocknung ersetzen
Read et al. (1973)	Australien 34° S	ext. Koll. mit Wärmespeicher	6,5 6,6	schw. Metall, Glas	k.A.	67 560	schneller als Freilufttrocknung, nicht wirtschaftlich
Cuppet & Craft (1975)	USA 40° N	Gewächshaus	k.A.	schw. Aluminium k.A.	k.A., 1 Ventilator	k.A.	20-50 % schneller als Freilufttrocknung, bessere Holzqualität
Sharma (1975)	Indien 30° N	Gewächshaus	7,1 1,2	schw. Eisen, Glas/Kunststoff	3 Lk., 2 Ventilatoren, 2×1,0 kW	800	doppelt so schnell wie Freilufttrocknung, billiger als konv. Trockner
Campbell, Stevenson (1976)	Australien 35° S	ext. Koll., Steinspeicher	6,5 k.A.	schw. Metall, Glas	2 Lk., 2 Ventilatoren	956 000	gutes Trocknungsresultat, jedoch nicht wirtschaftlich
Vital (1976)	Brasilien 24° S	Gewächshaus	2,0 3,2	schw. Metall, Glas/Kunststoff	k.A.	k.A.	$U_{e,min}$= 16 %
Martawijaya et al. (1976)	Indonesien 7° S	Gewächshaus	1,5 k.A.	schw. Eisen, Kunststoff	k.A.	k.A.	schneller als die Freilufttrocknung
Wengert (1976)	USA 40° N	Gewächshaus	2,0 3,7	k.A. Fiberglas	4 Lk., 3 Ventilatoren	k.A.	alleinige Solartrocknung nicht wirtschaftlich
Bois (1977)	USA 43° N	Gewächshaus	2,0 k.A.	schw. Eisen, Fensterglas	4 Lk., 2 Ventilatoren	k.A.	$U_{e,min}$= 6 %, keine Trocknungsdeffekte
Gough (1977)	Fiji 18° S	Gewächshaus	12,0 5,9	schw. Eisen, PVC	2 Lk., 2 Ventilatoren, 1×1,7 kW	6800	benötigte Vortrocknen mit Freilufttrocknung
Hoch (1978)	USA 40° N	k.A.	k.A.	k.A.	k.A.	k.A.	wirtschaftlich
Klameckie (1978)	USA 30° N	k.A.	5,0 k.A.	k.A.	k.A.	k.A.	kombinierte Solar- und konv. Trocknung wurde als Optimum ermittelt
Aleon (1979)	Frankreich 48° N	Gewächshaus	3,0 4,5-7,0	schw. Aluminium, Kunststoff	4 Lk., 2 Ventilatoren 2×1,1 kW	k.A.	schneller als Freilufttrocknung, unter 25 % U_e effektiver

Quelle	**Land und geographischer Breitengrad**	**Trocknertyp**	**Kammervolumen (m^2) und Kollektorverhältnis (m^2/m^3)**	**Absorber- und Kollektormaterial**	**Luftklappen, Luftzirkulation und elektrische Anschluß-Leistung**	**Baukosten (DM)**	**Ergebnis: Trocknungsqualität und anderes**
Hardie & Plumptre (1979)	England 51° N	Gewächshaus, transportabel	7,1 3,8	schw. gewelltes Aluminium, Polyethylen	2 Lk., 2 Ventilatoren, 2×19 kW	3900	gute Qualität
Lumley & Choong (1979)	USA 30° N	Gewächshaus	k.A.	schw. Metall, Polyethylen	k.A	k.A.	schneller als Freilufttrocknung, gute Qualität
Sales (1979)	Frankreich 42° N	Gewächshaus	k.A.	schw. Metall, Polyester	2 Lk., 1 Ventilator	k.A.	für Hartholz besser geeignet als für Weichholz
Schneider et al. (1979)	Deutschland 48° N	Gewächshaus	14,4 k.A.	PVC und Polyester	2 Lk., 2 Ventilatoren,	k.A.	Mit Freilufttrocknung wurde niedrigere U_e erreicht
Tschernitz & Simpson (1979)	Philippinen 14° N	ext. Koll.	9,4 9,6	2 × Holz	4 Lk., 2 Ventilatoren, 2×0,4 kW	8500	$U_{e,min}$= 9 %
Anon (1980)	USA 38° N	Gewächsh. mit Wärmespeicher	k.A.	schw. Metall, Kunststoff	k.A. 1 Ventilator	k.A.	$U_{e,min}$= 6-8 %
Garro (1980)	Costa Rica 47° N	Gewächshaus	5,0 k.A.	schw. Metall, Polyethylen	k.A.	k.A.	schneller als Freilufttrocknung, ϑ_{max}= 60° C
Hewitson (1980)	Canada 65° N	Gewächshaus	48 k.A.	k.A.	12 Lk., 2 Ventilatoren	k.A.	gute Qualität, weniger Trocknungsdeffekte als bei der konv. Trocknung
Plumptre et al. (1980)	Nigeria 6° N	Gewächshaus	7,1 3,5	schw. gewelltes Aluminium, Polyethylen	3 Lk., 2 Ventilatoren, 1×1,9 kW	3900	Hartholz erreichte niedrigere U_e als Freilufttrocknung, bessere Qualität als konv. Trocknung
Ryley (1980)	Australien 37° S	Gewächshaus	15,0 k.A.	schw. Metall, Fiberglas u. Polyester	2 Lk., 1 Ventilator	k.A.	Trocknungsdauer war doppelt so lang als bei konv. Trockner
Schneider et al. (1980)	Deutschland 48° N	Gewächshaus	10,4 k.A.	schw. Metall, Fiberglas	2 Lk., 2 Ventilatoren	k.A.	$U_{e,min}$= 8-10 %, Freilufttrocknung: 16-20 %
Sharma (1980)	Indien 17-13° N	Gewächshaus	7,1 1,2	schw. Metall, Glas u. Kunststoff	3 Lk., 2 Ventilatoren, 1×1,0 kW	800	$U_{e,min}$= 12 %
Steinmann et al. (1980)	Südafrika 35° S	ext. Koll. mitComputersteuerung	0,43 9,6	2× Holz k.A.	k.A. 2 Ventilatoren, 1×0,7 kW	k.A.	k.A.
Wengert (1980)	USA 35° N	Gewächshaus	3,6 3,7	k.A. Fiberglas	4 Lk., 3 Ventilatoren	k.A.	erreichte 8 % U_e in einem Monat
Yang (1980)	USA 48° N	Gewächshaus	1,8 2,3	k.A. 2× Glas	2 Lk., 1 Ventilatoren	k.A.	2-9 mal schneller als Freilufttrocknung; sowohl im Winter als auch im Sommer
Guo (1981)	China 32° S	Gewächshaus	20,0 k.A.	k.A. Glas	k.A. 3 Ventilatoren	k.A.	$U_{e,min}$= 15 %
Gough (1981)	Australien 27° S	Gewächshaus	15,0 k.A.	schw. Eisen, 2× Glas	2 Lk., 1 Ventilator, 1×1,5 kW	11 050	schneller als Freilufttrocknung, akzeptable Qualität
Chen (1981)	USA 37° N	ext. Koll.	1,2 2,5	k.A. Fiberglas	2 Lk., k.A.	k.A.	gute Ergebnisse in allen Jahreszeiten
Prins (1981)	England 51° N	Gewächshaus	7,1 3,8	schw. gewelltes Aluminium, Polyethylen	3 Lk., 2 Ventilatoren, 2×19 kW	3900	94 % Energieverluste
Ramos (1981)	Brasilien 2° S	Gewächshaus	4,4 k.A.	schw. Metall, Polyethylen	k.A.	k.A.	schneller als Freilufttrocknung, $U_{e,min}$= 8 %

Quelle	**Land und geographischer Breitengrad**	**Trocknertyp**	**Kammervolumen (m^2) und Kollektorverhältnis (m^2/m^3)**	**Absorber- und Kollektormaterial**	**Luftklappen, Luftzirkulation und elektrische Anschluß-Leistung**	**Baukosten (DM)**	**Ergebnis: Trocknungsqualität und anderes**
Anon (1982)	Südafrika 35° S	k.A.	k.A.	schw. Metall, Polyethylen	k.A.	k.A.	gute Qualität
Chen et al. (1982)	USA 38° N	ext. Koll.	1,2 9,5	k.A. 2 × Fiberglas	k.A 1×1,5 kW	k.A.	k.A.
Sattar (1982)	Bangladesh 23° N	Gewächshaus	3,5 3,7	schw. gewelltes Metall, Glas/Kunststoff	2 Lk., 1 Ventilator 1×0,2 kW	360	schneller und bessere Qualität als Freilufttrocknung, wirtschaftlich
Sharma & Pandey (1982)	Indien 30° N	Gewächshaus	7,1 1,2	schw. galvanisiertes Eisen, Glas/Kunststoff	3 Lk., 2 Ventilatoren, 2×1,0 kW	800	60 % billiger als konv. Trocknung
Oliviera et al. (1982)	USA 35° N	Gewächshaus	3,6 3,7	k.A. Fiberglas	4 Lk., 3 Ventilatoren,	k.A.	$U_{e,min}$= 6 %, gute Qualität
Anon (1983)	USA 43° N	Gewächshaus	20,0 k.A.	schw. Metall, 2 × Polyethylen	k.A.	k.A.	$U_{e,min}$= 7 %
Martininez Cueto (1983)	Mexico 26° N	Gewächshaus	k.A.	Holz Glas	k.A.	k.A.	wirtschaftlich
Plumptre (1983)	England 51° N	Gewächshaus	7,1 3,8	schw. gewelltes Aluminium, Polyethylen	3 Lk., 2 Ventilatoren 2×19 kW	3900	k.A.
Sanwo (1983)	Nigeria 7° N	Gewächshaus	7,1 3,8	schw. gewelltes Aluminium, Polyethylen	3 Lk., 2 Ventilatoren, 2×19 kW	k.A.	k.A.
Winkyi (1983)	USA 43° N	ext. Koll.	15,0 k.A.	schw. Metall, Fiberglas u. Polyester	2 Lk., 1 Ventilator	k.A.	Trocknungsdauer war doppelt so lang als bei konv. Trockner
Schneider et al. (1980)	Deutschland 48° N	Gewächshaus	2,4 k.A.	Holz k.A.	4 Lk., 2 Ventilatoren 2×0,4 kW	k.A.	erreichte 9 % U_e in weniger als einem Monat
Chen & Helmer (1984)	USA 38° N	ext. Koll. mit Wärmespeicher	1,2 9,9	k.A. 2× Fiberglas	k.A. 1×1,5 kW	k.A.	keine nennenswerte Deffekte
Little (1984)	USA 43° N	ext. Koll.	k.A.	k.A.	k.A.	k.A.	Energieersparnis: 44 %
Nakajima et al. (1984)	Japan 45° N	Gewächshaus	11,0 k.A.	schw. Metall, Polycarbonatfolie	k.A. 2 Ventilatoren	k.A.	doppelt so schnell wie Freilufttrocknung, weniger Deffekte
Koukal (1984)	Tschecheslowakei 49° N	ext. Koll.	k.A.	k.A. Polyurethan	k.A.	k.A.	nicht wirtschaftlich
Das (1985)	Nepal 35° N	Gewächshaus	2,1 3,8	schw. Metall Acrylglas	2 Lk., 1 Ventilator, 1×0,7 kW	k.A.	schneller und weniger Deffekte als Freilufttrocknung
Guzman et al. (1985)	Chile 33° S	Gewächshaus	k.A.	schw. Metall, Glas	k.A.	k.A.	schneller als Freilufttrocknung,
Simpson & Tschernitz (1985)	Sri Lanka 7° N	ext. Koll. mit Wärmespeicher	2,4 7,8	Holz Glas	4 Lk., 2 Ventilatoren 1×0,7 kW	k.A.	$U_{e,min}$= 15 %, ohne Deffekte, Temperatur 25 % höher als Außentemperatur
Chen & Helmer (1986)	USA 38° N	ext. Koll.	1,2 9,9	k.A. Fiberglas	k.A. 2×1,5 kW	k.A.	$U_{e,min}$= 8 %, exzellente Qualität
Helmer (1986)	USA 40° N	ext. Koll.	k.A.	k.A.	k.A.	k.A.	Kollektorgröße wurde optimiert

Quelle	**Land und geographischer Breitengrad**	**Trocknertyp**	**Kammervolumen (m^2) und Kollektorverhältnis (m^2/m^3)**	**Absorber- und Kollektormaterial**	**Luftklappen, Luftzirkulation und elektrische Anschluß-Leistung**	**Baukosten (DM)**	**Ergebnis: Trocknungsqualität und anderes**
Tschernitz (1986)	USA 43° N	ext. Koll. mit zusätzl. Wärme	k.A.	k.A.	k.A.	k.A.	nicht wirtschaftlich
Sattar (1987)	Bangladesh 23° N	Gewächshaus	3,5 3,7	schw. gewelltes Metall, Glas	2 Lk., 1 Ventilator 1×0,7 kW	896	billiger als konv. Trocknung, 20 % schneller als Freilufttrocknung
Harpole (1988)	USA 43° N	ext. Koll. mit Wärmespeicher	2,4 7,8	Holz Glas	4 Lk., 2 Ventilatoren,	k.A.	k.A.
Simpson & Tschernitz (1988)	USA 43° N	ext. Koll. mit zusätzl. Wärme	14,0 k.A.	Holz Glas	4 Lk., 2 Ventilatoren, 2×1,5 kW	k.A.	Haltbarkeit und Energieverluste wurden untersucht
Sattar (1989)	Bangladesh 23° N	Gewächshaus	4,5 3,7	schw. gewelltes Metall, Glas	2 Lk., 1 Ventilator 1×0,7 kW	1003	k.A.
Exell (1990)	Thailand 17° N	Gewächshaus	20,0 k.A.	schw. Metall, Kunststoff	6 Lk., 4 Ventilatoren	k.A.	gute Qualität
Noves & Seco (1990)	Spanien	Gewächshaus mit Halbautom.	2,0 4,7	schw. Aluminium Glas	2 Lk., 2 Ventilatoren 2×0,4 kW	k.A.	s. Kap. 4
Sattar (1990)	Bangladesh 23° N	Gewächshaus	3,5 3,7	schw. gewelltes Metall, Glas	2 Lk., 1 Ventilator 1×0,7 kW	1003	s. Kap. 4
Steinmann & Vermaas (1990)	Südafrika 35° S	ext. Koll. mit Vollautomatik	0,43 9,6	Holz k.A.	4 Lk. 2 Ventilatoren, 1×0,7 kW	k.A.	s. Kap. 4
Sattar (1992)	Bangladesh 23° N	Gewächshaus	3,5 3,7	schw. gewelltes Metall, Glas	2 Lk., 1 Ventilator 1×0,7 kW	1075	s. Kap. 4

Tabelle A-2: Technische Daten und Abmessungen des Unterbrandofens

Nutzleistung	68 - 77	kW
Wirkungsgrad	80 - 84	%
max. Vorlauftemperatur	90	°C
Betriebsüberdruck	0,5	bar
Brennspalt	2 x (50 x 180)	mm
max. Brennholzeinwaage	180	kg
Wasserinhalt	530	l
Gesamtbreite	1300	mm
Gesamttiefe	750	mm
Gesamthöhe	1800	mm
Stapelraum (Breite x Tiefe x Höhe)	650 x 600 x 1200	mm
Primärluftkanal	600 x 5	mm
Sekundärluftkanal	2 x (40 x 40)	mm
Reinigungsöffnung für Wärmetauscherflächen	300 x 400	mm
Anzahl der wärmeübertragenden Rohre	12	-
Innendurchmesser der wärmeübertragenden Rohre	50	mm
Länge der wärmeübertragenden Rohre	1044	mm
Stapelraum- / Reinigungstüre	450 x 450	mm
Vorlauf- / Rücklaufanschluß	1 1/4	"
Durchmesser Kamin	200	mm
Höhe Kamin	5000	mm
Blechstärke der feuerbeaufschlagten Flächen	6	mm
Wärmedämmung	50	mm

Tabelle A-3: Abmessungen Feuerungsrost

Äußere Abmessungen	630 x 290 x 100	mm
Mischkammer	50 x 180 x 100	mm
Sekundärluftkanal	40 x 40 x 290	mm
Verbindungskanal	5 x 180 x 60	mm
Drahteinlage	∅ 5	mm
Flächenbezogene Wärmeleistung	2,3 - 2,4	cm^2/kW

Tabelle A-4: Technische Daten und Abmessungen des Kreuzstromwärmeübertrager

übertragene Leistung (Vorlauft. 90 °C)	68	kW
Massenstrom Wärmeträger (Wasser)	1,84	kg/s
Betriebsdruck	0,5	bar
Trocknungsluftmassenstrom	20,1	kg/s
Rohranordnung	versetzt	-
Anzahl der Rohreihen	5	-
Rohre pro Rohrreihe	9	-
Rohrdurchmesser (verzinktes Stahlrohr)	1/2	"
Rohrlänge	5800	mm
Lamellen aus Weißblech	81	-
Abmessung der Lamellen (Länge x Breite x Dicke)	600 x 300 x 0,5	mm
Wasserverteiler, und Sammler	980 x 340 x 100	mm
Anschluß Vor- / Rücklauf	1 1/4	"
Stützrippen (2 x)	980 x 340 x 1	mm

Tabelle A-5: Ergänzung zum Meßstellenplan

Meßstelle	Meßgröße	Anzahl der Meßpunkte	Meßort
TIR 1	Temperatur	1	Stapelraum (oben)
TIR 2	Temperatur	1	Nachbrennkammer
TIR 3	Temperatur	1	Kamineingang
TIR 4	Temperatur	1	Türe (oben)
TIR 5	Temperatur	1	Türe (unten)
TIR 6	Temperatur	1	Wärmepufferdeckel (mitte)
TIR 7	Temperatur	1	Wasserrücklauf (Ofeneingang)
TIR 8	Temperatur	1	Wasservorlauf (Wärmeübert.-Eingang)
TIR 9	Temperatur	1	Wasserrücklauf (Wärmeübert.-Ausgang)
TIR 10	Temperatur	1	Wärmepufferwasser
TIR 11	Temperatur	1	Umgebung (vor Solartrockner)
TIR 12	Temperatur	1	Trocknungsluft (vor Wärmeübertrager)
TIR 13	Temperatur	1	Trocknungsluft (nach Wärmeübertrager)
TIR 14	Temperatur	3	Ofenisolierung (oben)
TIR 15	Temperatur	3	Wärmepufferisolierung
TIR 16	Temperatur	3	Ofenisolierung (senkrechte Wände)
S 1	Strömungsgeschwindigkeit	1	Primärluftkanal (rechts)
S 2	Strömungsgeschwindigkeit	1	Primärluftkanal (links)
S 3	Strömungsgeschwindigkeit	1	Sekundärluftkanal (rechts)
S 4	Strömungsgeschwindigkeit	1	Sekundärluftkanal (links)

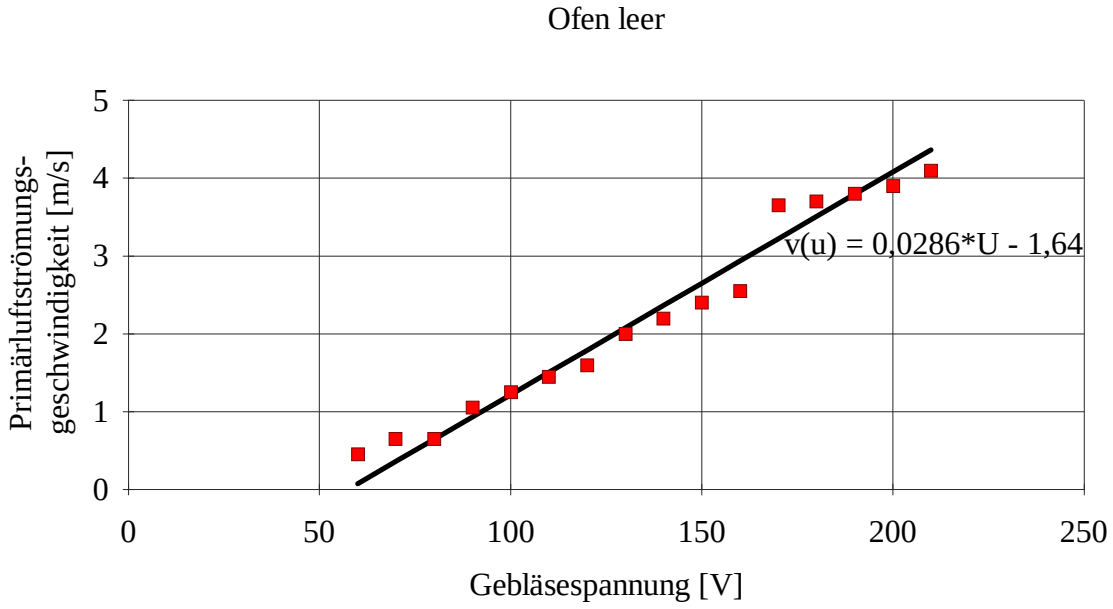


Bild A-1: Darstellung der mittleren Primärluftsrömungsgeschwindigkeit bei leerem Ofen.

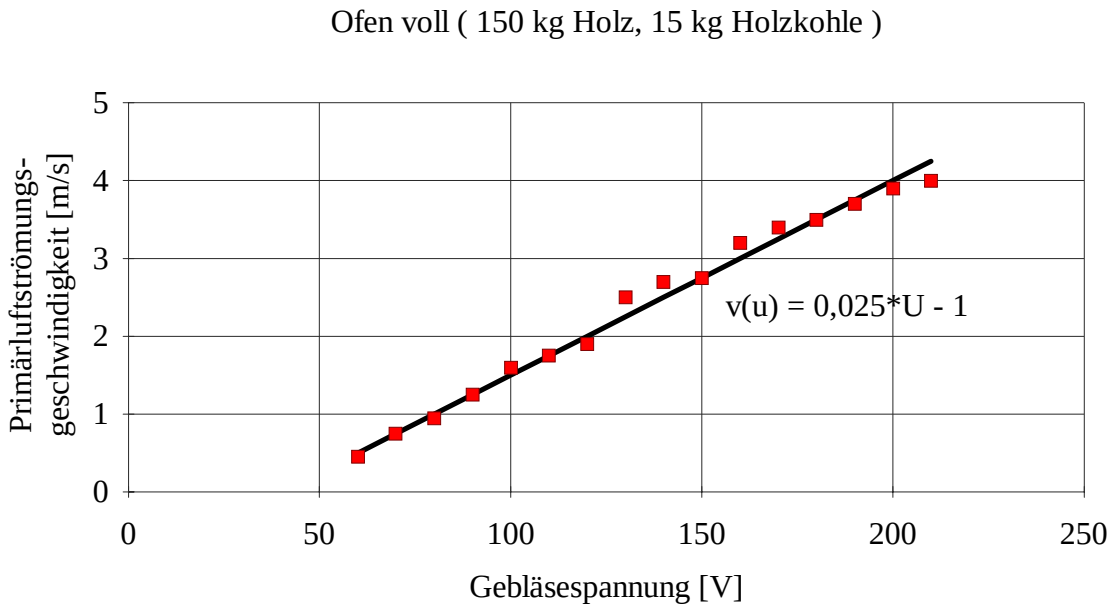


Bild A-2: Darstellung der mittleren Primärluftsrömungsgeschwindigkeit bei vollem Ofen.

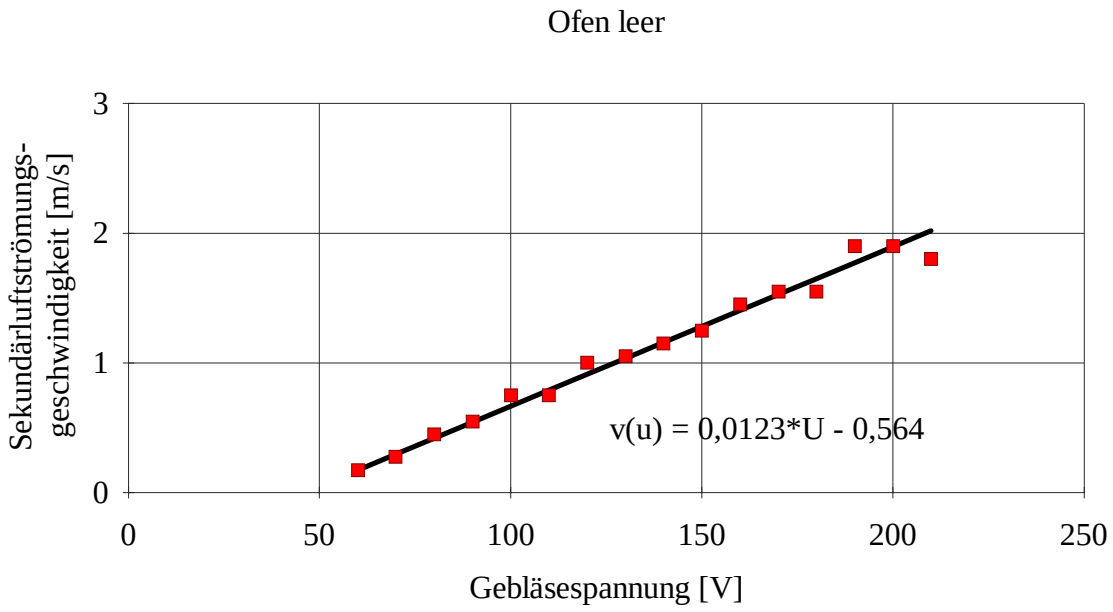


Bild A-3: Darstellung der mittleren Sekundärluftströmungsgeschwindigkeit bei leerem Ofen.

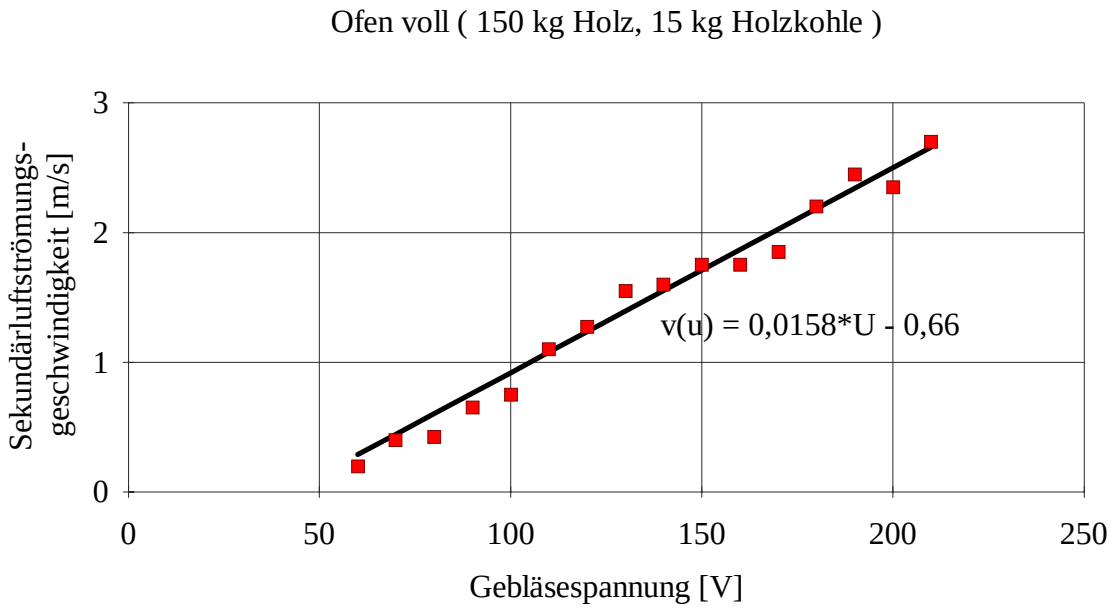


Bild A-4: Darstellung der mittleren Sekundärluftströmungsgeschwindigkeit bei vollem Ofen.

Text A-1: Veröffentlichung

Martins, P.M.; E.C.Melo; P.C.Corrêa u. R.H.Santos

SECAGEM DE CAPIM-LIMÃO EM CAMADA DELGADA NAS TEMPERATURAS DE 40, 50 E 60 °C COM DUAS VELOCIDADES DO AR DE SECAGEM:0,5 E 1,0 m/s.

XXIX Congresso Brasileiro de Engenharia Agrícola–CONBEA 2000, Imperial Othon Palace, Fortaleza – Ceará, 4 a 7 de julho de 2000.

Text A-2: Veröffentlichung

Martins, P. M. & E. C. Melo

AVALIAÇÃO DA ALTURA DA CAMADA NO PROCESSO DE SECAGEM DE FOLHAS DE *Cymbopogon citratus* (STAPF.) D.C.

Universidade Federal de Viçosa, 2000.

Text A-3: Abstract von Diplomarbeit

Paula Melo Martins

INFLUÊNCIA DA TEMPERATURA E DA VELOCIDADE DO AR DE SECAGEM NO TEOR E DA COMPOSIÇÃO QUÍMICA DO ÓLEO ESSENCIAL DE CAPIM-LIMÃO *(Cymbopogon citratus* (D.C.) STAPF.)

Universidade Federal de Viçosa, July 2000

ABSTRACT

The object of this research work was to evaluate the effect of drying-air temperature and velocity on lemongrass *(Cymbopogon citratus* (DC.) Stapf) essential oil yield and the chemical composition of its leaves. To this end, an experimental fixed-bed drier composed of four drying chambers was built. Air velocity was controlled manually using a diaphragm, and air temperatura was raised while passing through an eletrical resistance-type heater. Tests were conducted using three levels of drying-air temperatura, 40, 50, and 60 °C, and two levels of drying-velocity, 0.5 and 1.0 m.s $^{-1}$. A completely randomised statistical design was set up, combining a factorial scheme with four replicates for each test. Each drying chamber was filled with 0.225 kg of lemongrass leaves, which were cut in pieces of approximately 0.01 m. The dried samples obtained from each experimental test weighing 0.020 kg were submitted to essential oil extraction by vapour dstillation using a Clavenger distillation apparatus. The essential oil obtained through distillation was then analysed by the tecnique of gas chromatography, and comparative tests were perfomed using fresh produce. Results showed that drying-air velocity did not have a significant effect either on essential oil yield or on the amount of *citra*l, its main component. Temperature had a positive effect on essential oil extraction. An increase in oil yield of 21 percentage points was observed when comparing the amount of oil extracted from samples of fresh produce with that obtained with samples dried at 60 °C. If the results obtained with tests conduced at 40 °C are compared with those obtained at 60 °C, one can observe na increase of 15 percentage points in oil yield with the corresponding increase in air temperature (20 °C). Concerning the amount of *citral* in the essential oil, an increase of 5 percentage points was obseved in samples dried at 40 °C when compared with the amount obtained with fresh produce. Howevwer, for dryin-air temperatures of 50 and 60 °C, reductions in the amount of *citral* of 3,5 and 12,0 percentage points, respectively, were obseved when compared with the values obtained with fresh produce. Drying-air relative humidity influenced the process of *citral* volatilisation: increasing the air temperature, and consequently lowering its relative humidity, increased the rate of volatilisation of monoterpens.